
Akustische Maskierung mittels aktiver Strukturen

Acoustic masking by means of active structures

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Christian Thyges aus Stuttgart
Tag der Einreichung: 20. April 2015, Tag der Prüfung: 14. Juli 2015
Darmstadt 2015 — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
 2. Gutachten: Prof. Dr. techn. Christian Beidl
-



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und
Maschinenakustik SzM

Akustische Maskierung mittels aktiver Strukturen
Acoustic masking by means of active structures

Genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Christian Thyges aus Stuttgart

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
2. Gutachten: Prof. Dr. techn. Christian Beidl

Tag der Einreichung: 20. April 2015

Tag der Prüfung: 14. Juli 2015

Darmstadt 2015 – D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-urn:nbn:de:tuda-tuprints-49739

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/4973>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

Zusammenfassung

Die Arbeit verknüpft das Wirken aktiver Struktursysteme mit der menschlichen Wahrnehmung von Schall. Dafür werden psychoakustisch motivierte Methoden entwickelt, um Wandlerwerkstoffe in aktiven, vibroakustischen Systemen anzusteuern. Ein aktives, akustisches System wird von der Anregung über die Abstrahlung bis zur Immission vollständig abgebildet und um psychoakustisch motivierte aktive Maßnahmen ergänzt. Ein Demonstrator wird mit verschiedenen Methoden und Werkzeugen modelliert und ein Gesamtsystemmodell aufgebaut. Der Demonstrator wird als analytisches und numerisches Modell gebildet und mit dem Experiment verglichen. Das analytische Modell berücksichtigt dabei die Fluid-Struktur-Kopplung zwischen eingeschlossenem Luftvolumen und schwingender Platte. Bei der numerischen Modellierung erfolgt eine Simulation der Luftschallgrößen und Übertragungspfade mit kommerziellen Werkzeugen.

Luftschallgrößen können mit einer im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Toolbox (psycho-)akustisch bewertet und um Algorithmen zur Geräuschreduktion und -veränderung ergänzt werden. Die Algorithmen für die Geräuschreduktion berücksichtigen die Kenntnis über das menschliche Hören, um die Lautheitsempfindung in die Zielfunktion einer adaptiven Regelung zu integrieren. Algorithmen zur Geräuschveränderung erzeugen zusätzliche Signale, die an die bestehenden Umgebungsgeräusche angepasst werden und damit einen neuen Zielklang entstehen lassen. Damit erzeugen sie bedarfsgerecht eine Veränderung der akustischen Umgebung. Ein Algorithmus überlagert ein Rauschen, um ein gleichmäßigeres Geräusch zu erzeugen. Ein anderer Algorithmus ermöglicht, akustisch raue Signale in ihrer Rauigkeit wirksam zu reduzieren. Beide Verfahren werden abschließend miteinander kombiniert. Dadurch können Geräusche gleichzeitig reduziert und verändert werden. Die Bewertung der Algorithmen erfolgt simulativ. Die Neuerung stellt im Wesentlichen die Verknüpfung von verschiedenen Disziplinen zu einem psychoakustisch wirksamen aktiven System dar.

Um die Technologiereife aufzuzeigen, werden einzelne Algorithmen auf eine kostengünstige Microcontroller-Plattform portiert. Damit wird ein mögliches Produkt mit Low-Cost-Elektronik aufgebaut und dessen Praxistauglichkeit mit Probandenversuchen nachgewiesen.



Abstract

This thesis connects smart structures with the human perception of sound. In order to control smart structures, methods inspired by psychoacoustical knowledge are developed. A smart structure system is modeled entirely comprising excitation, sound radiation, and imission of sound and is extended with psychoacoustically motivated active measures. Analytic and numeric models are derived from a physical demonstrator. The analytic model takes fluid-structure interaction into account. Furthermore, numeric modeling is done by industrial tools to calculate sound pressure and transfer functions.

Airborne sound can be (psycho-)acoustically analyzed with a newly designed toolbox. Algorithms to noise reduction as well as noise modification are presented and integrated in the toolbox. Noise reduction is achieved by algorithms that use knowlege of human sound perception to integrate loudness excitation into the target function of the adaptive control. Noise modification is realized by generating additional sound that is adapted to the actual noise environment. By designing a new target sound, an adaptive soundscape is created. One algorithm uses additional noise to achieve a steady sound. By adding additional adaptive signals, another algorithm reduces the roughness of sounds significantly. Noise reduction and noise modification are finally combined in numeric simulations. Hence, noise can be reduced and shaped at the same time. As a consequence, this thesis creates a new connection between psychoacoustics and smart structures.

To demonstrate technology readiness level some of the algorithms are ported to a microcontroller prototyping board. A low-cost adaptive noise modification platform is built to show the feasibility and the technology readiness level, which is experimentally proven with human subjects.



Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-------------|
| Symbole und Abkürzungen | VII |
| Abbildungsverzeichnis | XI |
| Tabellenverzeichnis | XIII |
| 1 Einführung | 1 |
| 2 Stand der Technik | 3 |
| 2.1 Adaptronik | 3 |
| 2.2 Maschinen- und Psychoakustik | 4 |
| 2.3 Anwendung von Adaptronik in der Akustik | 6 |
| 2.4 Forschungsbedarf und Abgrenzung zu anderen Arbeiten | 7 |
| 3 Theorie | 9 |
| 3.1 Dynamische Systeme | 9 |
| 3.2 Akustik | 11 |
| 3.3 Aktive akustische Systeme | 13 |
| 3.4 Wahrnehmung akustischer Größen | 14 |
| 3.5 Systemsimulation | 19 |
| 4 Modellbildung und Bewertung eines Akustik-Demonstrators | 21 |
| 4.1 Modellierungsmethodik | 21 |
| 4.2 Analytische Modelle | 24 |
| 4.3 Numerische Modelle | 31 |
| 4.4 Experimentelle Modelle | 35 |
| 4.5 Vergleich der drei Modellierungen | 37 |
| 4.6 Bewertung der Wirksamkeit aktiver Eingriffe | 38 |
| 5 Entwurf von Maßnahmen zur psychoakustisch motivierten aktiven Strukturbeeinflussung | 43 |
| 5.1 Psychoakustisch motivierte Regelungs- und Filterverfahren | 43 |
| 5.2 Maskierungsalgorithmen | 49 |
| 5.3 Kombination von Regelung und Maskierungsalgorithmen | 60 |
| 6 Umsetzung aktiver Maßnahmen | 63 |
| 6.1 Simulation von psychoakustisch motivierten Regelungs- und Filteransätzen | 63 |
| 6.2 Simulation und Bewertung von Maskierungsalgorithmen | 82 |
| 6.3 Simulation von kombinierter Regelung und Maskierung | 100 |
| 6.4 Studie zur Schallabstrahlung mittels aktivem Eingriff | 101 |
| 6.5 Zusammenfassen in einer Toolbox | 103 |
| 7 Implementierung eines Maskierungssystems und Probandenversuche | 105 |
| 7.1 Elektronikauslegung unter Berücksichtigung des Microcontrollers | 106 |
| 7.2 Experimentelle Ergebnisse | 108 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 7.3 | Probandenversuche | 112 |
| 7.4 | Kostenschätzung und Marktreife eines integrierten Maskierungssystems | 120 |
| 8 | Zusammenfassung | 121 |
| A | Betreute studentische Arbeiten | 123 |
| B | Matrizen | 125 |
| B.1 | Fluid | 125 |
| B.2 | Struktur – Gelenkig gelagerte Platte | 126 |
| C | Mathematische Ergänzungen | 129 |
| C.1 | Die akustische Wellengleichung | 129 |
| C.2 | Technische Metriken für Schallgrößen | 131 |
| C.3 | Wandlerwerkstoffe – piezoelektrische Zweitordarstellung | 131 |
| D | Tabellen | 133 |
| D.1 | Frequenzgruppen – kritische Bänder | 133 |
| D.2 | Akustik-Demonstrator – Geometrie- und Materialdaten | 134 |
| D.3 | Notation für FxLMS-Filter | 134 |
| D.4 | Filterkennwerte für Schallabstrahlungsversuche | 135 |
| D.5 | Probandenbewertungen | 136 |
| E | Werkzeuge | 139 |
| E.1 | Eingesetzte Hardware- und Softwarewerkzeuge | 139 |
| E.2 | Microcontroller-Plattform | 139 |
| | Literaturverzeichnis | 141 |

Symbole und Abkürzungen

Lateinische Großbuchstaben

| | |
|-------------|--|
| A | Zustandsmatrix |
| <i>A</i> | Grenzschicht |
| A | Stirnflächen der Kontrollvolumina |
| C | Ausgangsmatrix |
| B | Eingangsmatrix |
| <i>B</i> | Biegesteifigkeit eines Balkens |
| <i>B'</i> | Biegesteifigkeit einer Platte |
| D | elektrische Verschiebung |
| D | Dämpfungsmatrix |
| E | elektrische Feldstärke |
| <i>E</i> | Reizintensität |
| <i>EF</i> | Eigenfrequenz |
| <i>F</i> | Fluktuationsstärke |
| <i>F</i> | Kraft |
| K | Steifigkeitsmatrix |
| <i>L</i> | Pegelwert |
| M | Massenmatrix |
| <i>N</i> | Lautheit |
| <i>P</i> | (Schall-)Leistung |
| <i>P</i> | Akustische Ansatzfunktion |
| <i>P(z)</i> | Übertragungsfunktion des Primärpfads |
| <i>PA</i> | Perceived Annoyance |
| <i>R</i> | Rauigkeit |
| <i>R</i> | Schwellwert der Erregung |
| S | mechanische Verformung |
| <i>S</i> | akustische Hüllfläche |
| <i>S</i> | Schärfe |
| <i>S(z)</i> | Übertragungsfunktion des Sekundärpfads |
| T | mechanische Spannung |
| <i>T</i> | Zeit, Dauer |
| <i>V</i> | Volumen |
| <i>W</i> | Ortsansatzfunktionen |
| <i>TF</i> | Übertragungsfunktion (transfer function) |
| <i>Z</i> | Impedanz |

Lateinische Kleinbuchstaben

| | |
|-------|---------------------------------------|
| c | Wellenausbreitungsgeschwindigkeit |
| c | Skalierungsfaktor für die Schärfe S |
| d | piezoelektrische Ladungskonstante |
| d | Störung |
| e | Regelabweichung |
| e | Einheitsvektor |
| f | Anregungsvektor |
| f | Kraftanregung |
| f | Frequenz |
| g | akustische Anregung |
| g | Gewichtungsfunktion der Schärfe S |
| h | Plattendicke |
| k | Wellenzahl |
| k | Skalierungsfaktor, Verstärkungsfaktor |
| l | Länge |
| m | Masse |
| m' | Massenbelag eines Balkens |
| m'' | Massenbelag einer Platte |
| n | Anzahl |
| n | rezeptorspezifischer Exponent |
| p | Schalldruck |
| q | Zustandsvektor der Struktur |
| r | akustische Potenzialfunktion |
| s | mechanische Elastizitätskonstante |
| t | Zeit |
| u | elektrische Spannung |
| u | Eingangsvektor |
| v | Schallschnelle |
| v | Geschwindigkeit |
| w | Auslenkung |
| w | Filtergewichte |
| x | (Filter-)Eingangssignal |
| x_i | i -ter Zustand |
| x | Zustandsvektor |
| y | Ausgangsvektor |
| y | Ausgangssignal |
| z | Variable der z-Transformation |

Griechische Großbuchstaben

| | |
|----------|--|
| Ψ | Geschwindigkeitspotenzial |
| Ω | Grenzschicht zwischen Fluid und Struktur |

Griechische Kleinbuchstaben

| | |
|------------|--------------------------------------|
| ϵ | elektrische Dielektrizitätskonstante |
| λ | Wellenlänge |
| λ | Eigenwert |
| μ | (Filter-)Adaptionsschrittweite |
| ν | Eigenvektor |
| π | Kreiszahl |
| ρ | Dichte |
| σ | Abstrahlgrad |
| σ | Standardabweichung |
| ω | Kreisfrequenz |

Mathematische Operatoren

| | |
|---------------|------------------------|
| ∇ | Gradient |
| Δ | Laplace-Operator |
| \mathcal{F} | allgemeines Funktional |

Indizes

| | |
|------|------------------------------|
| a | akustisch |
| beob | beobachtet |
| E | Eingang |
| f | Fluid |
| fsi | Fluid-Struktur-Interaktion |
| g | Grenz-(Frequenz) |
| ges | gesamt |
| i | Zählindex |
| MC | Mikrocontroller |
| mod | Modulation |
| min | Minimum |
| n | normal auf der Oberfläche |
| o | oben |
| s | Struktur |
| S | Abtastrate, Samplingfrequenz |
| u | unten |
| T | transponiert |
| x | in x-Richtung |
| y | in y-Richtung |
| z | in z-Richtung |





Abkürzungen

| | |
|-------|---|
| AC | Wechselspannung |
| AD | Analog-Digital |
| AM | amplitudenmoduliert |
| ANC | Active Noise Control |
| ASD | Active Sound Design |
| ASAC | Active Structural Acoustic Control |
| ASQC | Active Sound Quality Control |
| AdRIA | Adaptronik – Research, Innovation, Application |
| AKD | Akustik-Demonstrator |
| BEM | Boundary-Element-Methode, deutsch: Randelementmethode |
| DC | Gleichspannung |
| ERB | Equivalent Rectangular Bandwidth |
| FEM | Finite-Elemente-Methode |
| FeLMS | Filtered-error Least Mean Squares |
| FIR | Finite Impulse Response |
| FxLMS | Filtered-x Least Mean Squares |
| KB | kritisches Band |
| LMS | Least Mean Squares |
| PML | Perfectly Matched Layer |
| PWM | Pulsbreitenmodulation |
| STI | Speech Transmission Index |
| RASTI | Rapid Speech Transmission Index |

Farbgebung

Als Systematik der Farbgebung wird in Anlehnung an [69] nach Funktionen unterschieden. In Abbildungen, Blockschaltbildern etc. werden für die Funktionen unterschiedliche Farben nach Tabelle 0.1 verwendet.

Tabelle 0.1: Farbgebung anhand von Funktionen

| Kategorie | Farbe | Farbbeispiel |
|---|--------|---|
| Anregung | rot |  |
| Signalverarbeitung, Filterung | orange |  |
| Struktur, Aktorik, Sensorik | blau |  |
| Fluid, Luftschall, Wahrnehmung, Immission | grün |  |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|---|----|
| 3.1 | Zweitordardarstellung | 11 |
| 3.2 | Anatomie des Innenohrs | 16 |
| 3.3 | Blockschaltbild des Ablaufs der Lautheitsberechnung | 18 |
| | | |
| 4.1 | Akustik-Demonstrator | 21 |
| 4.2 | Vergleich zwischen berechneten Frequenzen und Näherungsgleichung | 27 |
| 4.3 | Eigenformen des Luftvolumens nach analytischer Lösung | 28 |
| 4.4 | Schalldrücke und Auslenkungen des gekoppelten Systems bei 141 Hz | 31 |
| 4.5 | Hohlraummoden des numerischen Modells | 32 |
| 4.6 | Beispielhafte Strukturmode bei 429 Hz mit fester Einspannung | 33 |
| 4.7 | Lokaler Schalldruck am Mikrofonpunkt | 35 |
| 4.8 | Akustische Schallleistung des gekoppelten Systems | 36 |
| 4.9 | Schalldruckverteilung des gekoppelten Systems | 36 |
| 4.10 | Übertragungsfunktion zwischen Kraftanregung und Schalldruck am Mikrofon | 38 |
| 4.11 | Ablauf von ASAC als Blockschaltbild | 41 |
| 4.12 | Ablauf der Bewertung der Wirkung auf den Menschen als Blockschaltbild | 41 |
| | | |
| 5.1 | Adaptives LMS-Filter | 44 |
| 5.2 | FxLMS – Prinzipskizze | 45 |
| 5.3 | FeLMS – Prinzipskizze | 46 |
| 5.4 | Filter für spez. Lautheit – Prinzipskizze | 48 |
| 5.5 | Blockschaltbild der Maskierungsalgorithmen | 49 |
| 5.6 | Blockschaltbild des Algorithmus zur Maskierung eines kritischen Bands | 50 |
| 5.7 | Umwandlung von Frequenzen in jeweiliges kritisches Band | 51 |
| 5.8 | Blockschaltbild des Algorithmus zur Maskierung beliebiger kritischer Bänder | 53 |
| 5.9 | Abklingverhalten des Maskierungsalgorithmus | 54 |
| 5.10 | Blockschaltbild für adaptiven Verzögerungsmaskierer | 55 |
| 5.11 | Hüllkurvenberechnung mittels Hilbert-Transformation für analytisches Signal | 56 |
| 5.12 | Ablauf der Hüllkurvenbestimmung | 57 |
| 5.13 | Blockschaltbild des Frequenzschätzers | 58 |
| 5.14 | Zeitverlauf des Frequenzschätzers | 58 |
| 5.15 | Gruppenlaufzeiten der Bandpass-Filter bis 3000 Hz | 59 |
| 5.16 | Kombination von FxLMS und Maskierung – Prinzipskizze | 60 |
| | | |
| 6.1 | Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 1 | 64 |
| 6.2 | Übertragungsfunktion der Modellkombination 1 | 65 |
| 6.3 | Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 2 | 67 |
| 6.4 | Übertragungsfunktion der Modellkombination 2 | 68 |
| 6.5 | Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 3 | 69 |
| 6.6 | Übertragungsfunktion der Modellkombination 3 | 70 |
| 6.7 | Welch-Spektrum der Anregungsfunktion | 71 |
| 6.8 | Wirksamkeit des FxLMS-Filters mit Modell 1 | 72 |
| 6.9 | Blockschaltbild des FxLMS-Filters | 73 |
| 6.10 | Streudiagramm der Lautheits- und Pegeländerungen | 75 |

| | |
|---|-----|
| <hr/> | |
| 6.11 Ausschnitt des Streudiagramms der Lautheits- und Pegeländerungen | 76 |
| 6.12 Lautheiten in Folge der aktiven Maßnahmen, Anregung 60 dB | 77 |
| 6.13 Schalldruckpegel in Folge der aktiven Maßnahmen, Anregung 60 dB | 78 |
| 6.14 Lautheiten in Folge der aktiven Maßnahmen, Anregung 80 dB | 79 |
| 6.15 FxLMS-Filter bei identifiziertem Modell 3 | 80 |
| 6.16 Identifiziertes Modell: Lautheiten und Schalldruckpegel, Anregung 60 dB | 81 |
| 6.17 Spektrogramm des Anregungssignals | 83 |
| 6.18 Spektrogramm aus Anregung und Maskierung (24 KB) | 84 |
| 6.19 Spektrogramm aus Anregung und Maskierung (12 KB) | 84 |
| 6.20 Simulation: Maskierung eines kritischen Bands, Anregung 400 Hz | 85 |
| 6.21 Simulation: Maskierung eines kritischen Bands, Anregung 1000 Hz | 86 |
| 6.22 Simulation: Maskierung eines kritischen Bands, Anregung 4000 Hz | 86 |
| 6.23 Simulation: Maskierung 2 kritischer Bänder, Anregung 400 Hz | 87 |
| 6.24 Simulation: Maskierung 2 kritischer Bänder, Anregung 1000 Hz | 87 |
| 6.25 Simulation: Maskierung 2 kritischer Bänder, Anregung 4000 Hz | 88 |
| 6.26 Hüllkurvenspektrum der Maskierungssignale | 89 |
| 6.27 Zeitverlauf der Einhüllenden bei Maskierung aller krit. Bänder, Anregung 3 Sinustöne | 90 |
| 6.28 Spektrogramm aus Anregung und Maskierung (alle Bänder) | 91 |
| 6.29 Pegel der Effektivwerte, Maskierung aller kritischen Bänder, Anregung 3 Sinustöne | 92 |
| 6.30 Zeitverlauf des Frequenzschätzers | 93 |
| 6.31 Zeitverlauf des maskierten, amplitudenmodulierten Signals | 94 |
| 6.32 Zeitverlauf der Rauigkeit des allgemeinen adaptiven Verzögerungsmaskierers | 95 |
| 6.33 Verlauf der Rauigkeit bei Modulation Chirp mit und ohne Maskierungsalgorithmus | 96 |
| 6.34 Bezogene Summenrauigkeit bei Parametervariation des Frequenzschätzers | 97 |
| 6.35 Zeitverläufe bei Maskierung mit Hüllkurvenmaskierer, 12 Doppelbänder | 98 |
| 6.36 Spektrum von kombinierter Regelung und Maskierung | 100 |
| 6.37 Prüfstand für Schallabstrahlungsversuche | 101 |
| 6.38 Schallabstrahlungsversuche – Schalldruckpegel mit und ohne Zusatzrauschen | 102 |
| | |
| 7.1 Büro-Container zur Implementierung von aktiver Maskierung | 105 |
| 7.2 Blockschaltbild des integrierten Maskierungssystems | 106 |
| 7.3 Messergebnisse Büro-Container Maskierung 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz | 110 |
| 7.4 Schalldruckpegelspektren bei Maskierung mit allen krit. Bändern – techn. Geräusche | 111 |
| 7.5 Prinzipskizze der Probandenversuche als Draufsicht | 113 |
| 7.6 Wahrgenommene Lautheit – Sinustöne | 114 |
| 7.7 Wahrgenommene Lautheit – technische Geräusche | 114 |
| 7.8 Wahrgenommene mittl. spez. Lautheit – Sinustöne | 116 |
| 7.9 Wahrgenommene mittl. spez. Lautheit – techn. Geräusche | 117 |
| 7.10 Histogramm der Probandenbewertungen – Sinustöne | 118 |
| 7.11 Histogramm der Probandenbewertungen – technische Geräusche | 119 |
| | |
| D.1 Fragebogen für Probanden | 136 |
| | |
| E.1 Platine – links nach der Fertigung, rechts nach der Bestückung | 140 |
| E.2 Blockschaltbild der Schaltung zur Signalkonditionierung | 140 |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|-----|---|-----|
| 0.1 | Farbgebung anhand von Funktionen | X |
| 4.1 | Eigenfrequenzen des Luftvolumens in Hz aus der FE-Modalanalyse | 32 |
| 4.2 | Eigenfrequenzen der Struktur in Hz aus der FE-Modalanalyse | 33 |
| 4.3 | Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems in Hz aus der FE-Modalanalyse | 34 |
| 7.1 | Reihenfolge der Probandenversuche | 112 |
| 7.2 | Konzeptaufbau – Kostenabschätzung | 120 |
| D.1 | Frequenzgruppen nach FASTL U. ZWICKER [19] | 133 |
| D.2 | Akustik-Demonstrator – Geometrie- und Materialdaten | 134 |
| D.3 | Positionen für Messaufbau | 134 |
| D.4 | Notation für FxLMS-Filter | 134 |
| D.5 | Bandpass-Filter – Parameter | 135 |
| D.6 | Notch-Filter – Parameter | 135 |
| D.7 | Einzelbewertungen der Probanden | 137 |
| E.1 | Eingesetzte Werkzeuge | 139 |
| E.2 | Daten des Microcontrollers | 140 |



1 Einführung

Eine Vielzahl technischer Produkte erfährt in ihrem Betrieb wechselnde Lasten. Wechselnde Lasten sind einerseits für die Betriebsfestigkeit entscheidend, andererseits für die Geräuscentstehung bei Produkten mitverantwortlich. In dem Bemühen, umwelt- und ressourcenschonende Produkte zu erzeugen, werden diese zunehmend materialsparend nach Prinzipien des Leichtbaus entwickelt. Allerdings stellt die Verknüpfung von Leichtbau mit lärm- und vibrationsarmen Produkten einen Zielkonflikt dar. Gerade der Leichtbau lässt Nachgiebigkeiten zu, die letztlich zu einer Schwingungsproblematik führen. Neue Lösungen müssen gefunden werden, um gleichzeitig leichte, leise und zuverlässige Produkte herzustellen. Weltweit besteht der Trend der Urbanisierung bei gleichzeitigem Wunsch der Menschen nach erhöhter Lebensqualität. Dies erfordert unter anderem eine stärkere Betrachtung des Lärmschutzes. Erfolge im Lärmschutz – Maßnahmen an Verkehrswegen, Gebäuden und Maschinen – können dazu führen, dass in lärmgeschützter leiserer Umgebung neue Geräusche hervortreten und erstmals als störend wahrgenommen werden.

Das Ziel, leichte und leise Produkte zu erreichen, erfordert neue Forschungsfragen. Eine vielversprechende Möglichkeit, Produkte sowohl leicht als auch leise und zuverlässig zu bauen, liefert die Adaptronik. Durch strukturkonform integrierte Wandlerwerkstoffe können Kräfte in die jeweiligen Strukturen eingeleitet werden. Bei entsprechender Steuerung oder Regelung wirken diese Kräfte dämpfend auf die Strukturschwingungen. Dadurch kann bedarfsgerecht und nur bei kritischen Frequenzen Dämpfung in die Struktur eingebracht werden.

Zusätzlich zur Lärmbetrachtung ist es bei Produkten zunehmend wichtiger, nicht nur gesetzliche Grenzwerte zu unterschreiten, sondern auch Kundenwünsche nach dem Wohlempfinden bei der Geräuschkulisse zu erfüllen. Diese Thematik wird unter anderem mit dem Begriff *Sound Quality* bezeichnet.

Die aktuelle Diskussion über das Thema Elektromobilität zeigt die Notwendigkeit, Schwingungskomfort, Leichtbau und akustisches Verhalten von Fahrzeugen ganzheitlich zu betrachten. Ein Elektrofahrzeug muss möglichst leicht sein, da die Batterien große Zusatzmassen darstellen. Gleichzeitig verändern sich die Anforderungen an die Geräuschkulisse durch das Fehlen eines Verbrennungsmotors erheblich.

Diese Arbeit verknüpft die Themen Adaptronik und Sound Quality miteinander. Künftig ist zu erwarten, dass mehr Strukturen mit Aktoren und Sensoren ausgerüstet sein werden. Die gesättigten Märkte werden dazu führen, dass es für die Industrie zunehmend wichtiger wird, beim Kunden ein klares Profil zu zeigen und zu bewahren. Dies wird auch auf die akustischen Eigenschaften eines Produkts zutreffen.

Das akustische Verhalten mechanischer Strukturen kann mittels Adaptronik angepasst werden, um den Klangcharakter eines Produkts zu verändern. Dafür werden Aktoren, Sensoren und Regelungstechnik eingesetzt. Die Charakteristiken des menschlichen Hörens werden in der Auswahl der für die Regelungstechnik eingesetzten Algorithmen mitberücksichtigt. Außerdem sollen weiterführende Ansätze diskutiert werden, wie vorhandene strukturintegrierte Aktoren und Sensoren für zusätzliche Geräuschveränderungsmaßnahmen eingesetzt werden können. Dafür werden systemdynamische, regelungstechnische und akustische Fragestellungen erörtert und beantwortet. Bestehende ingenieurtypische Kenngrößen sind um zusätzliche zu erweitern, um das spezifische Verhalten des Menschen und damit seine Wahrnehmung zu beschreiben.

Einbeziehung des Menschen in aktive Struktursysteme

Diese Arbeit soll aktive Systeme mit der Einbeziehung des Menschen möglichst vollständig darstellen. Da der aktive sowie der sensorische Eingriff im Lastpfad erfolgt, verändert der Wandler damit das Verhalten der Struktur. Aus diesem Grund kann die Auslegung von Struktur und Wandlerwerkstoffen nicht unab-

hängig voneinander erfolgen. Eine simulative Auslegung muss daher die relevanten systemtheoretischen Komponenten wie Aktoren, Sensoren, Elektronik etc. mit abbilden.

Bei dem Wunsch nach geeignetem Lärmschutz oder sinnvoller Lärmreduktion kann das spezifische Verhalten des menschlichen Hörens nicht vernachlässigt werden. Daher sollen (maschinen-)akustische Modellvorstellungen, beispielsweise die maschinenakustische Grundgleichung, um Zielfunktionen erweitert werden, die den Menschen einbeziehen. Diese Zielfunktionen verknüpfen psychoakustische Metriken mit aktiven Struktureingriffen.

Durch einen gezielten aktiven Eingriff sollen der Schalldruckpegel oder andere Zielfunktionen reduziert oder verändert werden. Für die numerische Simulation kommt kommerzielle Software zum Einsatz, um möglichst praxisorientiert vorzugehen. Der Schwerpunkt liegt dabei auf spezifischen und messbaren Größen, beispielsweise die Rauigkeit, die aktiv beeinflusst werden können.

Mehrfachnutzung von Wandlern zur aktiven Schwingungsbeeinflussung und Maskierung

Vorhandene aktive Systeme bieten die Chance, bestehende Aktoren und Sensoren für weitere Zwecke zu nutzen und mit ihnen einerseits Strukturresonanzen zu dämpfen und andererseits zusätzliche – idealerweise angenehme – Strukturschwingungen und damit Geräusche zu erzeugen.

In bestehenden Verfahren zur aktiven Schallreduktion soll das Wissen über das menschliche Hören berücksichtigt werden. Das Fehlersignal soll in seiner menschlichen Wirkung gewichtet werden, um ein an den Menschen angepasstes Ergebnis zu erzielen.

Andererseits sollen Algorithmen entwickelt werden, die zusätzliche Signale erzeugen, die einem vorliegenden Geräusch als Zusatzgeräusch überlagert werden. Dafür können beispielsweise Signale erzeugt werden, die ein besonders gleichmäßiges Geräusch ergeben. Durch die Anpassung an die jeweilige Geräuschkulisse soll das neue Geräusch gleichmäßiger, weniger ablenkend und störend und kaum lauter sein.

Aufbau der Arbeit

Diese Arbeit geht zunächst im Kapitel 2 auf den Stand der Technik ein. Im Theorieteil, Kapitel 3, werden die erforderlichen Grundlagen der Akustik, der aktiven Systeme und die Funktionsweise des menschlichen Hörens vorgestellt. In Kapitel 4 werden zunächst Teilgebiete eines aktiven akustischen Systems klassifiziert und Systemgrenzen gezogen. Diese ergeben unterschiedliche Zielfunktionen. Anschließend folgen eine Vorstellung verschiedener Modellierungskonzepte und Möglichkeiten zur Modellbildung. Bestehende Verfahren zur aktiven Schallreduktion werden in Kapitel 5 zur Berücksichtigung der menschlichen akustischen Wahrnehmung erweitert und Möglichkeiten für die Erzeugung zusätzlicher Geräusche vorgestellt. In Kapitel 6 werden die beschriebenen Konzepte in Simulationen angewendet und auf ihre Wirksamkeit untersucht und bewertet. Die Funktionsweise der Erzeugung von Geräuschen mit Wandlerwerkstoffen wird gezeigt und alle Algorithmen und Modelle werden in einer gemeinsamen Toolbox zusammengeführt. Die Systemintegration eines Algorithmus zur Erzeugung von zusätzlichen Geräuschen in Form eines Maskierungssystems und dessen anschließende experimentelle Untersuchung mit dazugehörigen Probandenversuchen wird dargestellt. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf zukünftige Forschungsmöglichkeiten.

Im Anhang befinden sich eine Liste mit betreuten studentischen Arbeiten (A), Berechnungsergebnisse (B), mathematische Ergänzungen (C), eine Tabellenübersicht (D) und eine Zusammenstellung verwendeter Werkzeuge (E).

2 Stand der Technik

Der Stand der Technik stellt zunächst aktuelle Forschungsarbeiten aus den für diese Arbeit relevanten Themengebieten *Adaptronik* und *Akustik* vor. Anschließend werden die Forschungsfelder zusammengeführt und der Forschungsbedarf abgeleitet.

2.1 Adaptronik

Das recht neue Forschungsgebiet *Adaptronik*¹ versucht, vor allem bei schwach gedämpften Leichtbaustrukturen das schwingungstechnische Verhalten und damit auch die akustischen Eigenschaften durch einen geeigneten und angepassten aktiven Struktureingriff zu verbessern. Die Überwachung erfolgt mit Sensorik und der Struktureingriff mit Aktorik in Form von Wandlerwerkstoffen. Fügen sich die Sensoren und Aktoren nahtlos in die Struktur ein, werden sie als strukturkonform integriert bezeichnet. Eine Definition findet sich in [69]:

„In der Adaptronik werden Werkstoffstrukturen mit werkstoffintegrierten Sensoren, Aktoren und informationsverarbeitenden elektronischen Komponenten kombiniert und als aktive Systeme mit weiteren Funktionen versehen. Sie übernehmen damit gleichzeitig tragende wie aktorische bzw. sensorische Aufgaben. [...] Anwendungsfelder für adaptronische Systeme sind die aktive Schwingungs- oder Lärmdämpfung von Strukturen, adaptive Tragflächen und adaptive Trägerstrukturen wie z.B. Antennenmasten. [...]

Historisch entwickelte sich die Adaptronik aus der Mechanik und der Regelungstechnik. Der Wunsch nach sehr großen Teleskopen erforderte eine aktive Beeinflussung der großen Teleskopspiegel. Dadurch motiviert führt PREUMONT [58] die Themengebiete *Strukturdynamik* und *Regelungstechnik* zusammen. Er führt in die Strukturdynamik ein und stellt die modale Beschreibung und Ordnungsreduktionsverfahren vor. Piezoelektrische Elemente werden eingeführt, passive Tilgungsansätze mit elektrischen Schwingkreisen verknüpft. Regelungstechnische Methoden wie Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit, Stabilität und Optimalregler werden auf mechanische Strukturen angewendet. Einige Anwendungen – Schrägseilbrücken oder große Teleskope – werden genannt.

BAIER U. MÜLLER [3] zeigen am Beispiel eines hochpräzisen astronomischen Teleskops die Beeinflussung einer adaptronischen Struktur. Mit Hilfe von Sensoren, Aktoren und Regler wird die Verformung oder Schwingung einem gewünschten Verhalten angepasst.

HANSELKA [23] beschreibt temperaturabhängiges Dämpfungsverhalten von polymeren Faserverbundwerkstoffen. Durch Einlaminieren von Heizdrähten kann die Dämpfung des Verbundmaterials adaptiv verändert werden.

Aktive Schallreduktion

Die Möglichkeiten einer aktiven Schwingungsbeeinflussung lassen auch Möglichkeiten zur aktiven Schallreduktion entstehen. Eine grundlegende Einführung in die aktive Beeinflussung innerhalb der Vibroakustik liefern HANSEN U. SNYDER [24] und beschreiben modale Größen, regelungstechnische Aspekte und die Grundlagen der Akustik. Schließlich erfolgen die Vorstellung von Sensoren und Aktoren sowie Hinweise zur Implementierung.

Die Gesamtsystemsimulation von aktiven, vibroakustischen Systemen zeigt HEROLD [28]. Wechselwirkungen zwischen Fluid und Struktur sowie Struktur und Wandlern werden modelliert und modal reduziert.

¹ Im Englischen wird der Begriff *Smart Structure Technology* äquivalent verwendet.

Für die Abstrahlung ins Freifeld wird die Punktstrahlersynthese angewendet. Eine Validierung für die Ordnungsreduktion erfolgt in [29].

Einen Ansatz zur Reduktion von Lärm im Innenraum von Fahrzeugen zeigen BEIN U. A. [7]. Eine Reduktion der Körperschallschwingungen durch aktive Lager in den Krafteinleitungspunkten führt zu einer Luftschallreduktion.

Regelungstechnik, Filter und Algorithmen

SETHI U. SONG [63] versehen einen Biegebalken mit Piezokeramiken und führen eine nichtparametrische Systemidentifikation für die ersten 3 Moden durch. Das abgeleitete parametrische Regelungsmodell dient als Zustandsschätzer für den Regler. Damit wird ein Zustandsregler über Pole-Placement für die ersten 3 Moden realisiert und im Experiment validiert.

2.2 Maschinen- und Psychoakustik

Die Grundlagen zur technischen Akustik sind in MÖSER [46] und LERCH U. A. [40] dargestellt. In [46] werden die Grundbegriffe der Wellenausbreitung, Schallausbreitung und -abstrahlung, Körperschall, Isolation und Absorption, Raumakustik, Schalldämmung und -dämpfung, Schallschutzwände, elektroakustische Wandler und Ansätze zur aktiven Lärmbekämpfung erläutert. In [40] erfolgt ebenfalls eine Einführung in die wesentlichen Aspekte der Akustik – Wellenausbreitung, Wandler, Messungen, numerische Akustik.

Maschinenakustik

Eine spezifische Übersicht über die Maschinenakustik geben KOLLMANN U. A. [33]. Darin wird auf die Geräuscentstehung mit unterschiedlichen Übertragungswegen eingegangen. Es wird zwischen direkter und indirekter Geräuscentstehung unterschieden und Möglichkeiten zur Geräuschreduktion werden diskutiert. Die maschinenakustische Grundgleichung

$$P(\omega) = \tilde{F}^2(\omega) \frac{T_v^2(\omega)}{Z_E^2(\omega)} S \sigma(\omega) Z'_{\text{Medium}}. \quad (2.1)$$

wird eingeführt. Sie beschreibt in kompakter Form eine Modellvorstellung für die Entstehung der Schallleistung. Darin führt eine Krafteinleitung F über eine Eingangsimpedanz Z_E und eine Körperschalltransferfunktion T_v zu einem Körperschallschnellefeld. Dieses erzeugt über die schallabstrahlende Oberfläche S mit einem Abstrahlgrad σ sowie die Impedanz Z'_{Medium} des umgebenden Mediums eine Schallleistung P . Damit liefert sie anschaulich mögliche Angriffspunkte zur akustischen Veränderung von Strukturen.

Die Modellvorstellung der maschinenakustischen Grundgleichung beschreibt ausschließlich anregende Kräfte und keine Fußpunkterregungen. Sie wirkt klar in eine Richtung. Rückwirkungen auf die Anregung sowie Rückwirkungen des Luftschalls auf die Struktur werden nicht berücksichtigt. Örtlich verteilte Anregungen sieht die Modellvorstellung nicht vor.

Fluid-Struktur-Kopplung

Zur Abbildung von Fluid-Struktur-Wechselwirkungen ist die maschinenakustische Grundgleichung nicht geeignet. Zur Berücksichtigung der Kopplung zwischen akustischer und strukturdynamischer Domäne bieten sich analytische Verfahren oder Verfahren nach der Finite-Elemente-Methode (FEM) oder der Randelementmethode (BEM) an. Der Übergang von Körperschall in Luftschall erfolgt in der Grenzschicht zwischen bewegter Struktur und Fluid (Luft). Zur Beschreibung dieses Übergangs sind verschiedene Formulierungen möglich.

OLSON U. BATHE [56] zeigen die auslenkungsbasierte Formulierung und stellen Grenzen des Verfahrens vor. Es wird als gemischte Formulierung von Auslenkung und Druck von BATHE U. A. [5] fortgeführt. WANG U. BATHE [73] zeigen, wie es möglich ist, die Rotationsfreiheit der Formulierung beizubehalten.

EVERSTINE [16] führt eine Geschwindigkeitspotenzialfunktion ein. Diese bewirkt eine Verschiebung der Kopplungsterme in die Dämpfungsmatrix und ergibt diagonale Massen- und Steifigkeitsmatrizen. Dies

ist vorteilhaft für die Eigenwertbestimmung. Ferner können aus der Geschwindigkeitspotenzialfunktion sowohl Schalldruck als auch Schallschnelle abgeleitet werden.

WALLACE [72] leitet die Abhängigkeit des Abstrahlgrads von der akustischen Wellenzahl k und einem Strukturformfaktor einer gelenkig gelagerten Platte her. Dabei zeigt er, dass sich je nach Verhältnis deutlich unterschiedliche Abstrahlgrade einstellen.

Eine Verknüpfung zwischen Finiten Elementen und Randelementen führen ZIENKIEWICZ U. A. [77] ein.

Eine Zeitbereichssimulation eines gekoppelten Systems von Fluid und Struktur stellt CRAGGS [13] vor. Er stellt das Eigenwertproblem des gekoppelten Systems auf und regt das System, bestehend aus gewöhnlichen Differenzialgleichungen, mit Kräften im Zeitbereich an.

Eine Verknüpfung von Fluid-Struktur-Kopplung mit piezoelektrischen Elementen zeigen DEÜ U. A. [15]. Die Lösung des Randwertproblems wird mit dem Finite-Elemente-Problem verknüpft. Damit können Finite-Elemente-Probleme mit Freifeldbedingungen durch die Berücksichtigung von Elementen mit ins Unendliche reichenden Ansatzfunktionen gelöst werden.

Die Berechnung des abgestrahlten Schalls einer Struktur bei gegebener Oberflächenschnelle mittels Finite-Elemente-Methode oder Randelementmethode kann als Stand der Technik kommerzieller Werkzeuge angesehen werden. Die Verknüpfung des dreifachen Mehrfeldproblems – Strukturdynamik, piezoelektrische Wandlerwerkstoffe und vibroakustische Wechselwirkung – wird bisher nicht in allen Simulationswerkzeugen als Berechnungswerkzeug angeboten.

Psychoakustik und Sound Quality

Erste Forschungen zur Wahrnehmung erfolgen durch STEVENS [66]. Er führt das nach ihm benannte Potenzgesetz bei der menschlichen Wahrnehmung von Sinnesreizen ein und erweitert das Weber-Fechner-Gesetze von FECHNER [20].

Die Grundlagen der Psychoakustik, die Wirkungsweise des menschlichen Gehörs sowie das Phänomen der Maskierung stellt ZWICKER [79] vor. Die Ergebnisse werden von FASTL U. ZWICKER [19] erweitert. Diese Arbeiten führen auch zur (Norm-)Berechnung der Lautheit in [50]. Eine detaillierte Darstellung eines Gehörmodells geben HUDDE U. WEISTENHÖFER [30].

Die Funktionsweise des räumlichen Hörens erläutert BLAUERT [9]. Die Möglichkeit, reale Umgebungen in ihrem akustischen Verhalten zu berücksichtigen, um eine höhere Immersion² zu erreichen, zeigt VORLÄNDER [71].

Eine technische Einführung in die Psychoakustik erfolgt von LERCH U. A. [39]. Die Erläuterung der messtechnischen Erfassung von psychoakustischen Größen liefern MASCHKE U. JAKOB [43] und weisen auch auf die alternative Variante zur Berechnung der Lautheit nach MOORE U. GLASBERG [44] hin. MOORE U. GLASBERG [44] überarbeiten die Berechnung nach ZWICKER [79] hinsichtlich der Übertragungsfunktion von Innen- und Mittelohr sowie der Erregungsmuster. Sie erreichen eine bessere analytische Berechnung ohne Referenzgraphen oder -tabellen.

Wesentliche Übertragungswege beim Hören stellt TERHARDT [67] vor. Er beschreibt, wie Schallsignale auf dem Weg von der Quelle bis zum Gehör mittels Reflexion und Beugung am Körper verändert werden. Erst dadurch werden die Richtung und die Entfernung zuverlässig wahrnehmbar.

Die Einführung einer Größe für die Rauigkeit beschreibt FASTL [17], eine Berechnung erfolgt erstmalig von AURES [1]. Innerhalb von Frequenzgruppen werden Hüllkurvenschwankungen ermittelt und deren Teilrauigkeiten gebildet. Anschließend werden sie gewichtet zur Gesamtrauigkeit zusammengeführt. Die Rauigkeitsbewertung führt SOTTEK [65] mit Hilfe von Modulationsgrad und Blockschaltbildern fort.

DANIEL U. WEBER [14] stellen eine verbesserte Berechnung der Rauigkeit vor. Zunächst wird das Signal mit überlappenden Filtern in kritische Bänder gefiltert. Anschließend wird die generalisierte Modulationstiefe bestimmt, aus der die spezifische Rauigkeit abgeleitet wird. Diese wird gewichtet und zu einer Gesamtrauigkeit aufsummiert.

Auch wenn aus wissenschaftlicher Sicht psychoakustische Metriken weiter diskutiert werden und das menschliche Gehör bisher nicht vollständig verstanden ist, können vorhandene (und genormte) Metriken

² Immersion bezeichnet den Grad des Eintauchens in eine virtuelle Realität.

der Psychoakustik aus ingenieurtechnischer Sicht als Stand der Technik angenommen werden. Eine Bewertung von Geräuschen mittels Rauigkeit oder Lautheit ist bei Angabe des jeweiligen Berechnungsverfahrens objektiv.

Nutzung von Maskierung

Das Wissen über die menschliche Wahrnehmung von Geräuschen führt auf technische Systeme, wie sie beispielsweise ZICKMANTEL U. BARTH [75] vorstellen. Für offene Büroumgebungen werden bedarfsgerecht Zusatzgeräusche erzeugt, um irrelevante Sprache zu maskieren. Ein gleichmäßigerer Geräuschzustand soll entstehen. Diese Zusatzgeräusche stellen ein Rauschen dar, welches an die Umgebungslautstärke angepasst wird. Allerdings stellt der Pegel des Zusatzgeräuschs die einzige variable Größe dar, in seiner spektralen Zusammensetzung bleibt das Rauschen konstant. Das menschliche Hörverhalten wird dabei nicht berücksichtigt.

2.3 Anwendung von Adaptronik in der Akustik

Die Adaptronik ermöglicht über einen aktiven Eingriff in Strukturen auch die Veränderung der akustischen Eigenschaften der Strukturen.

Berücksichtigung der auditiven Wahrnehmung des Menschen

SCHEUREN [62] führt den Begriff *Active Sound Design* (ASD) ein. Er erwähnt die Möglichkeit, aktiv zusätzliche Geräusche zu erzeugen. Er stellt die Bedeutung des Geräuschs von Kraftfahrzeugen als wesentliches Charaktermerkmal heraus. Zudem stellt er Möglichkeiten vor, durch Berücksichtigung der aktuellen Motordrehzahl weitere Geräusche dem bestehenden Motorgeräusch zu überlagern. Damit können Drehzahlharmonische höherer Ordnung ergänzt und der akustische Charakter eines Verbrennungsmotors, in diesem Fall von 4-zylindrig auf 6-zylindrig, geändert werden, ohne die eigentlichen Komponenten zu verändern.

DE OLIVEIRA U. A. [55] verwenden den Begriff *Active Sound Quality Control* (ASQC) und betrachten Geräuschreduktion im Transportwesen. Eine Geschwindigkeitsrückführung als einfache Regelstrategie wird hinsichtlich der Auswirkungen auf die spezifische Lautheit und die Rauigkeit untersucht. Es wird gezeigt, dass sich bei einer leichten Erhöhung der Rauigkeit die Gesamtwahrnehmung eines Motorgeräuschs verbessert.

KUO U. TSAI [36] verwenden ein adaptives Filter als System für *Active Noise Control* (ANC). Dabei versehen sie das Fehlersignal des Referenzmikrofons mit einer Gewichtungsfunktion. Diese Gewichtungsfunktion entspricht der Gehörkennlinie. Damit werden insbesondere die Frequenzen stärker gewichtet, auf die der Mensch sehr empfindlich reagiert. Dies ermöglicht, Frequenzkennlinien zu berücksichtigen.

BAUMGARTE [6] entwickelt ein Verfahren zur Schätzung der Maskierungsschwelle. Diese Maskierungsschwelle stellt gerade noch wahrnehmbare Änderungen von Schallsignalen dar. Er berücksichtigt dabei die nichtlineare Verstärkung durch die Haarzellen in der Cochlea bei niedrigen Pegeln sowie die zeitabhängigen Verdeckungseffekte.

KUO U. A. [34] entwickeln einen Algorithmus für ASQC. Durch einen zusätzlichen Parameter kann der Restfehler eines ANC-Systems frei eingestellt werden. Schmalbandig sind beliebige Verstärkungen oder Abschwächungen möglich. Der Algorithmus wird mit einem filtered-error LMS-Algorithmus³ kombiniert. Dadurch können unkorrelierte Störungen abgeschwächt werden. In Computersimulationen gelingt eine Regelung der Sound Quality oder der spektralen Färbung.

KUO U. A. [37] stellen verschiedene Algorithmen für ASQC und in Computersimulationen die Konvergenz und Berechnungskomplexität vor.

SOMMERFELDT U. SAMUELS [64] zeigen die Verknüpfung von Lautheitsberechnungen mit ANC. Gegenüber herkömmlichen ANC-Systemen wird das Fehlersignal am Systemausgang digital mit der Charakteristik des

³ least mean squares

menschlichen Hörens gefiltert. Dadurch wird das Fehlersignal gehörgerechter als ein reiner Schalldruckpegel. Je nach Frequenzzusammensetzung des Störungssignals ist eine Erweiterung von ANC-Systemen mit gehörgerechter Bewertung sinnvoll. Dies trifft vor allem bei tieffrequenten Störungen zu.

CHEN U. A. [11] schätzen die akustische Erregung von stationären Geräuschen. Ein lineares Filter wird mit einem nichtlinearen Filter kombiniert. Die Verstärkung des nichtlinearen Filters wird durch den Ausgang des linearen Filters eingestellt. Dadurch wird die Dynamikkompression innerhalb der Basilarmembran im Innenohr mit abgebildet und eine Berechnung der Lautheit mit Berücksichtigung der akustischen Maskierung durchführbar.

RAJORA U. A. [59] zeigen Möglichkeiten zur Kombination von ANC-Systemen mit Maskierung. Zum einen werden unerwünschte Signale reduziert und zum anderen gewünschte Anteile verstärkt.

2.4 Forschungsbedarf und Abgrenzung zu anderen Arbeiten

Die ausgewählte Literatur stellt die aktive Schwingungskontrolle im Allgemeinen und die Schwingungskontrolle mit dem Ziel der ASQC im Besonderen als ein aktuelles Forschungsgebiet dar.

Die Verknüpfung der akustischen Wahrnehmung mit aktiven Geräuschbeeinflussungsmaßnahmen zeigt sich bisher vor allem in Computersimulationen und fast ausschließlich in ANC-Systemen. Die Verknüpfung dieser Algorithmen mit der Schwingungskontrolle von schallabstrahlenden Strukturen ist bisher in der Wissenschaft noch nicht untersucht worden.

Gleichzeitig ermöglichen vorhandene ANC-Systeme die Nutzung der dadurch vorhandenen Aktorik zur Geräuschbeeinflussung. Es fehlt allerdings bisher eine systematische Vorgehensweise zur zusätzlichen und adaptiven Geräuscherzeugung.

Steigende Rechenkapazitäten zur Echtzeitüberwachung von Strukturen im Zusammenhang mit einem stetig wachsenden Verständnis für das menschliche Hören sowie eine zunehmende Verbreitung von aktiven Systemen ermöglichen die Verknüpfung dieser sehr unterschiedlichen Disziplinen zu aktiven akustischen Systemen.

Algorithmen sind erforderlich, die mit zusätzlichen Geräuschen andere Geräusche maskieren, damit sie unhörbar werden. Das Maskierungsgeräusch muss dabei sowohl an das Gehör als auch an ein vorliegendes Maschinen- oder Umgebungsgeräusch angepasst werden. Solche Algorithmen existieren bisher nicht.

In dieser Arbeit wird die Verknüpfung von aktiven Struktursystemen mit der gehörgerechten Beeinflussung dieser Strukturen aufgezeigt. Dabei liegt der Schwerpunkt auf einer möglichst allgemeingültigen Systembeschreibung und der Schaffung einer bedarfsgerechten spektralen Veränderung von Strukturgeräuschen, um neue Zielklänge zu erzeugen.



3 Theorie

In diesem Kapitel werden die benötigten Grundlagen zu dynamischen Systemen, Signalen und zur Akustik eingeführt.

3.1 Dynamische Systeme

Dynamische Systeme spielen im ingenieurtechnischen Alltag zur Beschreibung der Wirklichkeit mit phänomenologischen Gleichungen eine entscheidende Rolle. Das dynamische Verhalten eines Systems kann über ein allgemeines, zeitabhängiges Funktional

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathcal{F}(\mathbf{x}, t) \quad (3.1)$$

dargestellt werden. Darin stellt der Zustandsvektor \mathbf{x} die zu beschreibenden Zustände dar, die mit der Zeit t veränderlich sind. Die zeitliche Ableitung $\dot{\mathbf{x}}$ des Zustandsvektors \mathbf{x} ergibt die momentane Änderung des Systems. Das System ist vollständig beschrieben. Eine Darstellung dieser Form führt auf die Beschreibung mittels gewöhnlicher oder partieller Differenzialgleichungen. Grundlagen zur Systemtheorie und zur Dynamik sind in Lehrbüchern zur Regelungstechnik [41], [42] u. a. sowie zur Dynamik in [22] zu finden.

3.1.1 Systeme und Modelle

Eine grundsätzliche Einführung zur Definition von Systemen und Modellen findet sich in [47]. Eine praxisnahe *Definition eines Systems* wird in VDI 3633 [70] vorgenommen. Darin werden zuerst die Aspekte *Systemgrenze*, *Systemein- und -ausgangsgrößen* und *Subsysteme*, *Systemelemente* genannt. Diese Aspekte sind für aktive, akustische Systeme von besonderer Bedeutung, um ein System in Sub- und Teilsysteme zu zerlegen. Dafür müssen Systemgrenzen definiert werden.

Jedes System kann mit Systemgrenzen gegenüber der Umwelt beschrieben werden. Bei der Berücksichtigung der Wirkung eines Systems auf seine Umwelt müssen die Systemgrenzen allerdings weiter gezogen werden.

Systemgrenzen können räumlich vorliegen oder als Grenze zwischen unterschiedlichen physikalischen Domänen. Bei räumlichen oder örtlichen Systemgrenzen kann bei der Beschreibung von aktiven, akustischen Systemen zwischen örtlich diskreten und örtlich verteilten Systemgrenzen unterschieden werden. Örtlich diskrete Systemgrenzen liegen beispielsweise an punktuellen Krafteinleitungsstellen vor. Örtlich verteilte Systemgrenzen bestehen bei einer Schallabstrahlung in den Raum.

Domänenspezifische Systemgrenzen beschreiben die Grenze zwischen unterschiedlichen physikalischen Phänomenen. Piezoelektrische Materialien werden über eine elektrische und eine mechanische Domäne beschrieben. Örtlich befinden sich die beiden Domänen an der gleichen Stelle. Während zwischen Fluid und Struktur eine örtliche Systemgrenze klar gezogen werden kann, ist dies zwischen Mechanik und Elektrik nicht möglich. Die Herausforderung der Adaptronik besteht gerade darin, dass die Mehrfeldproblematik bei Berücksichtigung von Wandlern – auf Basis des piezoelektrischen Effekts – keine Systemgrenze mehr zwischen mechanischen und elektrischen Zuständen zulässt. Das bedeutet, die Wechselwirkung zwischen elektrischer und strukturdynamischer Domäne muss in den beherrschenden Gleichungen stets mitberücksichtigt werden.

3.1.2 Lineare, zeitinvariante Systeme

Die Beschreibung von dynamischen Systemen führt nach Gleichung (3.1) auf Differenzialfunktionale. In ingenieurtypischen Anwendungen wird meist eine Beschreibung der Realität über lineare partielle Differenzialgleichungen vorgenommen. Diese linearen partiellen Differenzialgleichungen sind auf dem Gebiet des dynamischen Systems innerhalb der Modellgenauigkeit gültig. Allerdings existieren geschlossene Lösungen für den Zeitbereich nur für wenige Spezialfälle von Rand-, Anfangs- und Gebietsbedingungen. Bei realen dreidimensionalen Strukturen müssen andere Möglichkeiten zur Lösung dieser phänomenologischen Gleichungen gefunden werden.

Gelingt es, einzelne Komponenten in ihrer Wirkung zusammenzufassen, können Systeme als **Systeme mit konzentrierten Parametern** beschrieben werden. Dies erfolgt beispielsweise bei elektrischen Schaltkreisen in einfacher Weise.

Obwohl bei mechanischen Strukturen die Trägheiten, Dämpfungen und Steifigkeiten kontinuierlich und örtlich verteilt vorliegen, ist es mittels der Finite-Elemente-Methode möglich, aus partiellen Differenzialgleichungen **Systeme mit endlich vielen gewöhnlichen Differenzialgleichungen** mit konzentrierten Parametern zu erzeugen. Aus einem kontinuierlichen System mit unendlich vielen Freiheitsgraden entsteht durch die örtliche Diskretisierung eine Näherung mit endlich vielen Freiheitsgraden. In der Mechanik wird für solche Systeme häufig die Matrizenschreibweise

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f} \quad \text{mit} \quad \mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_i \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix}_{n \times 1} \quad \text{und} \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_i \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix}_{n \times 1} \quad (3.2)$$

verwendet. Sie liefert eine praktische Anschauung, da Trägheiten, Dämpfungen und Steifigkeiten separat genannt werden. Die Massenmatrix \mathbf{M} , die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} haben dabei die endliche Dimension $n \times n$, während der Zustandsvektor der Struktur \mathbf{q} und der Krafteingangsvektor \mathbf{f} die Dimension $n \times 1$ besitzen. Diese Form von Gleichung entspricht einem System von n Differenzialgleichungen zweiter Ordnung. Jeder Freiheitsgrad q_i führt zu einem Eigenwertpaar λ_i und einem Eigenvektor v_i .

Weiterhin kann aus jeder Differenzialgleichung κ -ter Ordnung ein System aus κ Differenzialgleichungen erster Ordnung erzeugt werden. Damit kann jedes System von linearen gewöhnlichen Differenzialgleichungen als Zustandsraummodell mit der Zustandsmatrix \mathbf{A} , der Eingangsmatrix \mathbf{B} und der Ausgangsmatrix \mathbf{C} der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (3.4)$$

mit dem Eingangsvektor \mathbf{u} , dem Zustandsvektor \mathbf{x} und dem Ausgangsvektor \mathbf{y} dargestellt werden. Bei der Überführung der in der Mechanik üblichen Form (3.2) in ein Zustandsraummodell (3.4) entsteht ein Zustandsvektor \mathbf{x} mit doppelter Länge des vorherigen Zustandsvektors der Struktur \mathbf{q} . Die Anzahl der Eigenwerte und -vektoren bleibt von der Darstellungsform unverändert. Die Transformation erfolgt über die Einführung des Zustandsvektors

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix}. \quad (3.5)$$

Damit kann die Form der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}\mathbf{u} \quad (3.6)$$

mit

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

erreicht werden.

Bei den Systemen dieser Arbeit existieren häufig wechselwirkende Teilsysteme. Dann ist eine **Kopplung der Teilsysteme** erforderlich, um Aussagen über das Gesamtsystem treffen zu können. Einerseits kann eine Kopplung unterschiedlicher Domänen wie Luftschall, Körperschall oder elektrischer Bauelemente erforderlich sein, andererseits eine Kopplung von wechselwirkenden Teilsystemen über die jeweiligen Feld- und Flussgrößen erfolgen. Beispielsweise regt das Fundament einer schweren Maschine das Fabrikgebäude zu Schwingungen an, das Fundament wird aber gleichzeitig vom Gebäude in Schwingungen versetzt. Eine Berücksichtigung dieser Kopplung kann mit einer Zweitordarstellung erreicht werden. Sie wird beispielsweise nach [71] in einer komplexen Impedanzdarstellung zu

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \mathbf{Z} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad \text{mit } \mathbf{Z} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

angegeben. Geschwindigkeiten v_i (als Flussgrößen) wirken dabei über komplexe Impedanzen Z_i auf Kräfte F_i (als Feldgrößen). So ist beispielsweise auch die Rückwirkung des Abstrahlverhaltens – in Form einer Strahlungsdämpfung – auf eine Struktur bei einer Fluid-Strukturkopplung zu berücksichtigen. Abbildung 3.1 stellt die Übertragungsfunktion von Gleichung (3.8) grafisch dar. Die beiden Geschwindigkeiten v_1 und v_2 stellen die Flussgrößen, die beiden Kräfte F_1 und F_2 die Feldgrößen dar. Innerhalb des Kastens wirken die vier Impedanzen Z_{11} , Z_{12} , Z_{21} und Z_{22} .

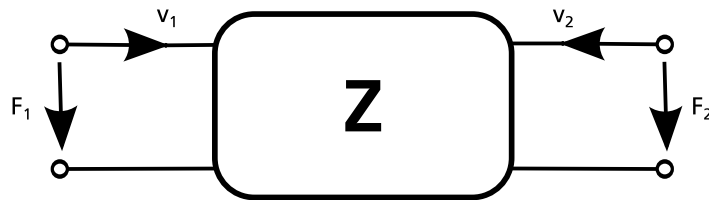


Abbildung 3.1: Zweitordarstellung nach [71]

3.2 Akustik

Die Akustik ist die Lehre des Schalls. Schalle sind nach [49] elastodynamische Schwingungen. Die Beschreibung von Fluidschall als partielle Differenzialgleichung wird in Form von infinitesimalen Kraft- und Massenbilanzen hergeleitet. Weiterführende Informationen stehen im Anhang C.1.

Unter Vernachlässigung von konvektiven Termen kann eine Kräfte- und Massenbilanz aufgestellt werden. Diese Bilanzen sind über den Satz von AVOGADRO verknüpft. Die vektorielle Schallschnelle \mathbf{v} und die um den Atmosphärendruck linearisierte Dichte ρ kann nach [22], [45] oder [71] eliminiert werden und das linearisierte Akustikproblem ohne Quellen mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit c_f des Fluids und dem um den Umgebungsdruck p_0 linearisierten Wechselanteil p mit

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c_f^2 \nabla^2 p = 0 \quad (3.9)$$

dargestellt werden. Diese Gleichung hat die Form einer gewöhnlichen Wellengleichung. Bei der Lösung können komplexe Eigenwerte auftreten, die für das Entstehen von sin- und cos-Termen zur Wellenausbreitung erforderlich sind.

Da die Wirkung von Schall beim Menschen ausgehend von der Strukturerrregung unter Berücksichtigung der Schallentstehungskette beschrieben werden soll, ist eine Berücksichtigung der für die Schallabstrahlung verantwortlichen Wechselwirkung zwischen Fluid und Struktur erforderlich. Entsprechende Herleitungen werden in [22], [45] oder [61] genauer beschrieben.

Wechselwirkungen zwischen mechanischer Struktur und dem sie umgebenden Medium werden als **Fluid-Struktur-Kopplung**⁴ bezeichnet. Einerseits können Strukturen die Luft anregen (Beispiele: Lautsprecher, Gong, Maschinengehäuse). Die Wirkung erfolgt bei diesen Beispielen vor allem von der Struktur auf die Luft. Zur Berechnung des Strukturverhaltens unter Einfluss des umgebenden Fluids kann ein Dämpfungsansatz gewählt werden, der den Energieverlust aufgrund von Schallabstrahlung berücksichtigt. Andererseits existiert die entgegengesetzte Wirkrichtung bei Mikrofonen. Die Luft regt die Struktur an. Eine Wechselwirkung in beide Richtungen entsteht häufig in einem gekapselten Luftvolumen⁵, wie es auch in dieser Arbeit betrachtet wird.

Teilsysteme

Mechanische oder technische Strukturen lassen sich u. a. mit der Theorie der Kontinuumsmechanik als partielle Differenzialgleichungen beschreiben oder modellieren. Zur Lösung der partiellen Differenzialgleichungen stehen unterschiedliche mathematische Methoden zur Verfügung. Die Wechselwirkung erfolgt über die rechte Seite der Differenzialgleichung (3.2). Akustische Felder können über eine Lösung von Gleichung (3.9) berechnet werden. Dafür werden Diskretisierungsverfahren angewendet (z. B. wie in [61]). Diese führen auf Gleichungen der Form

$$\mathbf{M}_f \ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{D}_f \dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_f \mathbf{p} = \mathbf{f}_f . \quad (3.10)$$

Darin stellen \mathbf{M}_f , \mathbf{D}_f und \mathbf{K}_f die Massen-, Dämpfungs- bzw. Steifigkeitsmatrizen des Fluids dar. Die Wechselwirkung erfolgt auch hier von der rechten Seite der Differenzialgleichung über Anregungen \mathbf{f} im Volumen oder an den Rändern.

Kopplung

Die Kopplung zwischen Fluid und Struktur erfolgt nach [61] über ein Gleichgewicht des Drucks p mit der mit dem Normalenvektor \mathbf{e}_n projizierten mechanischen Spannung \mathbf{T} an der Grenzschicht Ω zwischen Fluid und Struktur einerseits und gleichen Normalengeschwindigkeiten von Fluid \mathbf{v}_s und Struktur \mathbf{v}_f an der Grenzschicht Ω andererseits:

$$\mathbf{T}_s \cdot \mathbf{e}_{n,\Omega} = -p, \quad (3.11)$$

$$\mathbf{v}_s \cdot \mathbf{e}_{n,\Omega} = \mathbf{v}_f \cdot \mathbf{e}_{n,\Omega}. \quad (3.12)$$

Bei der Kopplung von Struktur und Fluid entstehen nach [76] die Gleichungen

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ -\rho c_f^2 \mathbf{A}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{D}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{D}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{A} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_f \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

mit unsymmetrischen Matrizen. Die Diagonalelemente entsprechen dem jeweils reinen Struktur- bzw. Fluidproblem. Die Einträge in den Nebendiagonalen der Massenmatrix und der Steifigkeitsmatrix entstehen durch die Wechselwirkungen, die bisher auf der jeweils rechten Seite der Differenzialgleichung abgebildet wurden.

Aufgrund der Unsymmetrie wird in [16] daher die Einführung einer Potenzialfunktion r mit der Definition

$$\dot{r} = p \quad (3.14)$$

⁴ engl. fluid-structure interaction, Abkürzung FSI

⁵ englisch: cavity

empfohlen. Eine neue, in Massen- und Steifigkeitsmatrix symmetrische Gleichung

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M}_f/\rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{r}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{D}_s & \mathbf{A} \\ \mathbf{A}^T & -\mathbf{D}_f/\rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{r}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{K}_f/\rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g}_s \\ -\mathbf{g}_f/\rho \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

mit einer neuen Anregung \mathbf{g} entsteht. Eine Darstellung dieser Art hat numerische Vorteile bei der Berechnung der Eigenwerte und -vektoren. Häufig wird auch das Geschwindigkeitspotenzial Ψ verwendet. Dieses steht über

$$\dot{\Psi} = -\mathbf{p}\rho^{-1} \quad (3.16)$$

in einem äquivalenten Zusammenhang mit dem Schalldruck p .

Für niedrige Frequenzen kann – wie [16] zeigt – in der Formulierung von Gleichung (3.13) die Dynamik des Fluids vernachlässigt werden. Die erste und zweite Ableitung des Drucks verschwinden. Dadurch kann die zweite Zeile aus Gleichung (3.15) eliminiert werden. Es folgt ein Massenaufschlag

$$\mathbf{M}_{f,\text{statisch}} = \rho \mathbf{A} \mathbf{K}_f^{-1} \mathbf{A}^T \quad (3.17)$$

für die mitbewegte umgebende (Fluid-)Masse. Sie bewirkt nur eine Erniedrigung der Eigenfrequenzen durch die zusätzliche Masse. Für die Struktur entsteht keine Dämpfung durch die Abstrahlung.

Finite-Elemente-Methode (FEM)

In dieser Arbeit werden Werkzeuge zur numerischen Simulation eingesetzt, die die FEM nutzen. Diese Werkzeuge gehören heute nach Grundlagenarbeiten von ZIENKIEWICZ u. A. [78] und BATHE [4] sowie vielen weiteren zu Standardwerkzeugen in der ingenieurtechnischen Praxis.

Die **FEM** diskretisiert physikalische Domänen ausgehend von partiellen Differenzialgleichungen in Systeme mit endlich vielen Gleichungen. Die partielle Differenzialgleichung wird dabei in eine schwache Formulierung überführt, die im energetischen Mittel einen minimierten Fehler besitzt. Große Vorteile der FEM sind eine einfache Handhabung durch ein streng formales Vorgehen, die Möglichkeit zur Abbildung beliebiger Geometrien sowie dünnbesetzte Gleichungsmatrizen, die effiziente Gleichungslöser ermöglichen. Anschaulich lässt sich das dadurch erklären, dass jedes Element nur mit seinen direkten Nachbarn wechselwirkt. Alle anderen Zeilen- und Spalteneinträge der Matrizen sind Null.

Für die Berechnung der Schallabstrahlung ins Freifeld müssen bei der Finite-Elemente-Methode spezielle Elemente zur Abbildung der Unendlichkeit in Form von *Infiniten-Finiten-Elementen* oder so genannte *Perfectly-Matched-Layer* (PML) eingesetzt (u. a. in [78]) werden.

3.3 Aktive akustische Systeme

Zur Beschreibung von aktiven vibroakustischen Systemen ist es erforderlich, das strukturelle Verhalten in Wechselwirkung mit dem umgebenden Medium und die Wechselwirkungen der Wandlerwerkstoffe mit dem Struktursystem zu berücksichtigen.

Wandlerwerkstoffe sind multifunktionale Werkstoffe. In diesem Fall wird zur Wandlung der piezoelektrische und inverse piezoelektrische Effekt angewendet. Das Verhalten einer Piezokeramik kann nach [26] folgendermaßen angegeben werden:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{S} \\ \mathbf{D} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{s} & \mathbf{d}^T \\ \mathbf{d} & \epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{T} \\ \mathbf{E} \end{bmatrix}. \quad (3.18)$$

Diese Form entspricht der Zweitordarstellung (3.8) aus Abschnitt 3.1.2. Dabei werden die Feldgrößen mechanische Spannung \mathbf{T} , mechanische Verformung \mathbf{S} , elektrische Feldstärke \mathbf{E} und elektrische Verschiebung \mathbf{D} über die mechanische Elastizitätskonstante \mathbf{s} , die elektrische Dielektrizitätskonstante ϵ und die piezoelektrische Ladungskonstante \mathbf{d} miteinander verknüpft. Die mechanische Spannung \mathbf{T} und die

Verformung \mathbf{S} wirken dabei in 6 Dimensionen – 3 Rotations- und 3 Translationsrichtungen. Die Elastizitätskonstante \mathbf{s} und die elektrische Dielektrizitätskonstante ϵ liegen in 3 Wirkrichtungen vor. Die vollständige Gleichung ist im Anhang C.3 beschrieben. Zur Beschreibung des Wandlerwerkstoffes mittels der FEM müssen diese konzentrierten Parameter in den Elementen abgebildet werden. Sowohl elektrische als auch mechanische Rand- und Übergangsbedingungen müssen realitätsnah abgebildet werden.

Falls die Kopplung von elektrischer und strukturdynamischer Domäne nach Gleichung (3.18) sowie die Kopplung von akustischer und strukturdynamischer Domäne nach (3.11) und (3.12) im FEM-Programm implementiert ist, kann das vollständige Mehrfeldproblem aus Strukturmechanik, Elektrik und Akustik aufgestellt und gelöst werden.

Dabei ist zu beachten, dass die Wandlerwerkstoffe meist algebraisch abgebildet werden. Gleichung (3.18) enthält keine Dynamik, die Berücksichtigung einer internen Dynamik erfolgt nicht. Wechselwirkungen zwischen elektrischem und mechanischem Teil erfolgen innerhalb des Wandlerwerkstoffes nahezu ohne Zeitverzögerungen.

Eine vereinfachte Möglichkeit stellt die sequenzielle Berechnung dar. Zunächst erfolgt die Berechnung des Strukturverhaltens mit dem zugehörigen elektrischen Kreis. Anschließend werden die akustischen Größen aus dem Strukturverhalten abgeleitet. Dabei wird eine Rückwirkung der Schallabstrahlung auf das Strukturverhalten vernachlässigt. Es findet nur eine Einwegkopplung statt. Dies ist bei großen und schweren technischen Systemen bei einer Abstrahlung ins Freifeld gerechtfertigt.

Wandlerwerkstoffe eröffnen die Möglichkeit, Zustände x_i eines Systems sensorisch zu erfassen und Steuergrößen u_i in das System aktorisch einzubringen. Für eine geeignete Steuerung oder Regelung eines Systems müssen Messgrößen verarbeitet und über Algorithmen in neue Eingangsgrößen überführt werden. Hierbei ist zu beachten, dass je nach Stellgrößenbedarf ein geeigneter Aktor ausgewählt werden muss. Durch eine entsprechende Einbettung in die mechanische Struktur verändern die mechanischen Eigenschaften des Teilsystems Aktorik wiederum die mechanischen Eigenschaften des Gesamtsystems. Der Einfluss von sensorischen Elementen auf die mechanischen Eigenschaften ist aufgrund ihrer viel kleineren Abmessungen im Vergleich zu den aktorischen Elementen wesentlich geringer.

Mechanische Eigenschaften, Steifigkeiten, Dämpfungen und Massen, können sich mit der Zeit und je nach Umgebungsbedingung verändern. Aus regelungstechnischer Sicht ist es daher erforderlich, einen aktiven Eingriff entsprechend robust auszuführen – bei variierender Übertragungsfunktion soll der Regler immer noch das Regelziel erfüllen. Aus diesem Grund werden häufig adaptive Regler oder adaptive Filter eingesetzt. Diese reagieren auf sich verändernde Umgebungsbedingungen. Regelgesetze können dabei in nahezu unbegrenzter Vielfalt gefunden werden. Der Zielkonflikt besteht darin, der Regelgüte, der Stellgrößenbeschränkung, der Robustheit des Reglers, den Stabilitätsgrenzen und der Komplexität des Reglers gleichermaßen gerecht zu werden.

3.4 Wahrnehmung akustischer Größen

Dieser Abschnitt stellt Grundlagen akustischer Wahrnehmung vor und erklärt entscheidende psychoakustische Kenngrößen und Metriken. Zur Herleitung dieser Kenngrößen und Metriken wird im Folgenden auf die Wahrnehmung und das spezifische Verhalten des Hörens eingegangen [19].

Die Möglichkeit mit 2 Ohren zu hören, verbessert das räumliche Hören des Menschen entscheidend. Die Grundlagen des räumlichen Hörens sind umfassend in [9] dargestellt. Da die Ortung der Schallquelle im Folgenden keine Rolle spielt, werden die Besonderheiten, die sich durch das Hören mit 2 Ohren ergeben, nicht weiter betrachtet.

3.4.1 Ursache und Wirkung von Geräuschen

Betrachtungen der technischen Akustik und Maschinenakustik betreffen meistens vor allem die Emission einer Quelle. Normmessungen berücksichtigen dabei vor allem die abgestrahlte Schallleistung oder den Schalldruckpegel in einem definierten Abstand von der Quelle. Damit werden die Eigenschaften einer

Maschine eindeutig beschrieben, allerdings ist für den Menschen die Wirkung von Schall an seinem aktuellen Aufenthaltsort – dem jeweiligen Immissionsort – entscheidend.

Immissionswerte finden vor allem bei der Bewertung von Produkten, die nicht gleichzeitig Schallquellen sind, Anwendung. Dies ist beispielsweise im Schallschutz bei der Bewertung von Doppelglasfensterscheiben der Fall. Diese werden mit dem Schalldämmmaß R_w ([52]) beurteilt. Das Schalldämmmaß ist damit eine Kenngröße, die besagt, wie sehr der Mensch am Immissionsort vor Schall geschützt wird.

Die Kennzeichnung von Waschmaschinen mit den Emissionswerten Schallleistungspegel L_w oder Schalldruckpegel L_p berücksichtigt – von einer A-Bewertung im Frequenzbereich abgesehen – das menschliche (Hör-)Verhalten nicht. Die A-Bewertung gewichtet nur Geräusche mit mittlerer Lautstärke ähnlich dem menschlichen Gehör. Besonders laute oder leise Geräusche werden vom Gehör anders bewertet als durch die A-Bewertung.

Systemtheoretisch wirkt der Geräuscherzeuger als Quelle oder Ursache. Mittels einer Übertragungsfunktion⁶ \mathbf{TF} , die aus einer Zustandsraumdarstellung wie in Gleichung (3.4) gebildet werden kann, entsteht eine Wirkung an einer Senke. Diese Senke stellt in diesem Fall den Menschen mit seinem Gehör dar. Wird der Geräuscherzeuger, die Schallquelle, in seinem Innern betrachtet, führen unterschiedliche Eigenschaften der Geräuschquelle zu Auswirkungen im Geräusch und damit zu einer Wirkung beim Menschen. Jede Quelleneigenschaft kann auf eine Wirkung beim Menschen übertragen werden:

$$\text{Wirkung}_{\text{Mensch},i} = \mathbf{TF} \cdot \text{Quelleneigenschaft}_i. \quad (3.19)$$

Bei konsequenter Fortführung dieser Betrachtung führt eine Berücksichtigung entscheidender Quelleneigenschaften mit ihren Wirkungen auf den Menschen zu Aussagen, welche Maßnahmen an der Quelle ergriffen werden können, um das Verhalten an der Senke zu verändern. Dafür muss das Ursache-Wirkungs-Problem invertiert werden:

$$\text{Quelleneigenschaft}_i = \mathbf{TF}^{-1} \cdot \text{Wirkung}_{\text{Mensch},i}. \quad (3.20)$$

Unterschiedliche Wirkungen auf den Menschen können über psychoakustische Metriken abgebildet werden. Dabei wird das spezifische Verhalten des menschlichen Gehörs berücksichtigt. Werden diese Metriken als Funktion von Quelleneigenschaften abgebildet, kann eine Gleichung nach Form von (3.20) erreicht werden. Entscheidend für die Funktionsweise des menschlichen Hörens ist die akustische Maskierung. Diese wird im Folgenden vorgestellt.

3.4.2 Menschliches Hören – Maskierung

Das Gehör des Menschen besitzt einen Dynamikumfang von 7 Größenordnungen. Die Funktionsweise ist unter anderem in [19] oder [40] erläutert.

Mit Abbildung 3.2 wird das Gehör beschrieben. Aus technischer Sicht ist zunächst das Außenohr hervorzuheben, welches mit dem äußeren Gehörgang einen $\lambda/4$ -Resonator mit einer Länge l von ca. 2,5 cm bei einem Erwachsenen darstellt. Seine Eigenfrequenz

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{4l} \approx 3400 \text{ Hz} \quad (3.21)$$

entspricht genau dem Bereich der höchsten Empfindlichkeit menschlichen Hörens. Weiter erfolgt im Mittelohr über die Gehörknöchelchen Hammer, Amboss und Steigbügel eine Impedanzanpassung zwischen Trommelfell und ovalem Fenster. Die Impedanzwandlung wird zum einen über das Flächenverhältnis von ovalem Fenster und Trommelfell und zum anderen über die Übersetzung von Hammer, Amboss und Steigbügel realisiert. Die in das Außenohr einlaufende Welle wird fast komplett in das Innenohr

⁶ \mathbf{TF} steht für den englischen Begriff *transfer function*.

weitergeleitet. Eine maximale sensorische Ausnutzung wird erreicht. Große Auslenkungen am Trommelfell werden in kleine Auslenkungen am ovalen Fenster bei höheren Drücken gewandelt. Dies ist für die Verarbeitung im flüssigen Medium des Innenohrs erforderlich. Schließlich erfolgt in der Cochlea eine Frequenz-Orts-Transformation. Ähnliche Frequenzen werden gemeinsam ausgewertet. Hohe Frequenzen führen am Anfang der Cochlea (in der Nähe des ovalen Fensters) und tiefere Frequenzen (d. h. weiter innen) zu Auslenkungen der Basilarmembran im Innern der Cochlea. Statische oder sehr niederfrequente Anteile gleichen sich am runden Fenster am Ende der Cochlea wieder aus. Die Auslenkungen in der Cochlea werden im Corti-Organ in elektrische Signale umgewandelt, die dem Gehirn zugeführt werden. Niedrige Amplituden werden dabei noch von der Tektorialmembran nichtlinear verstärkt, wodurch auch sehr leise Geräusche wahrgenommen werden können.

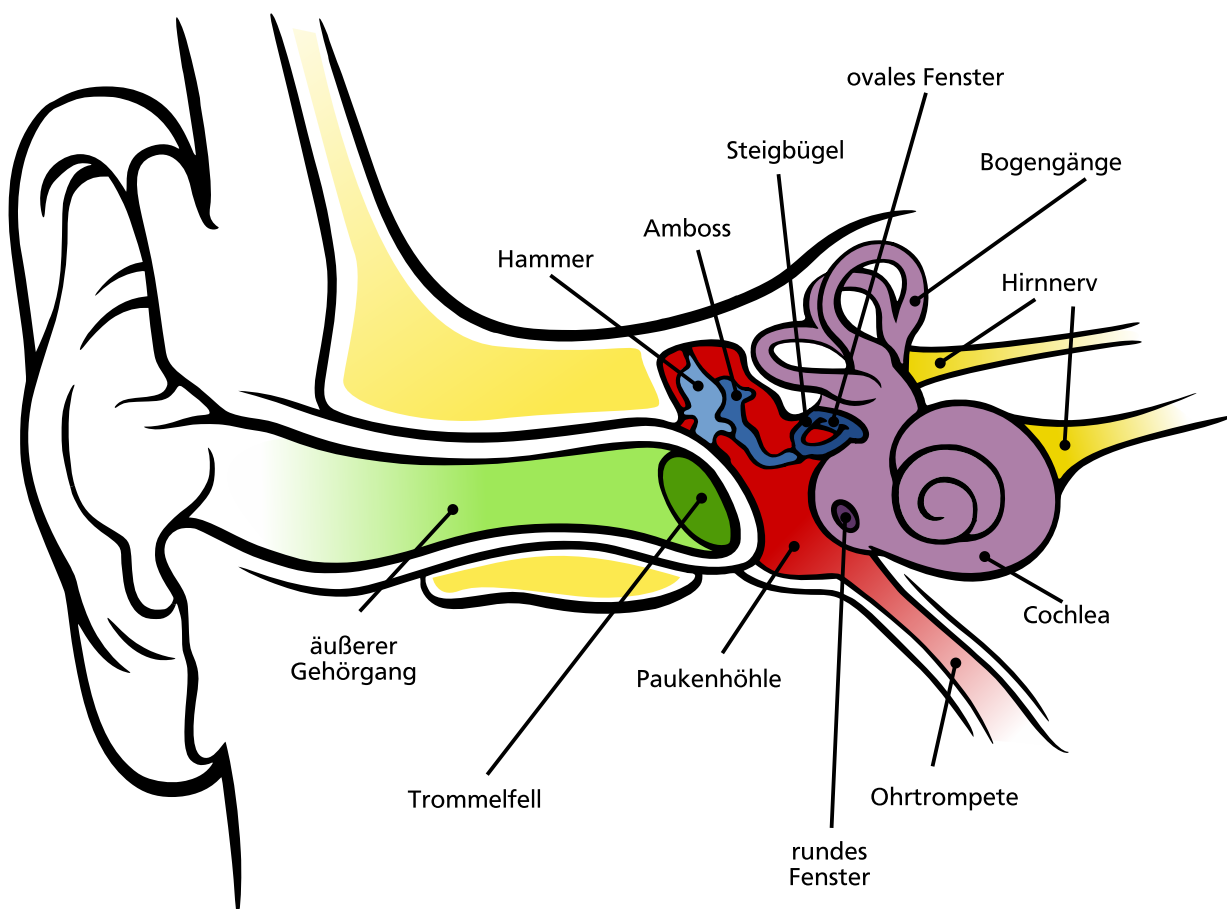


Abbildung 3.2: Anatomie des Innenohrs, angepasst von [12]

Kritische Bänder

Durch die Frequenz-Orts-Transformation in der Cochlea führen ähnliche Frequenzen zu ähnlichen Anregungsstellen in der Cochlea. Diese Anregungsstellen sind bis 500 Hz frequenzproportional, ab 500 Hz steigen die Frequenzen schneller als deren äquivalente Position auf der Cochlea. Wird die Cochlea als Schnecke gedanklich zu einer Linie abgerollt und in 24 Abschnitte aufgeteilt, entstehen 24 Frequenzgruppen, wie sie im Anhang D.1 aufgeführt sind. Diese Frequenzbereiche werden gemeinsam vom Ohr ausgewertet und als *kritische Bänder* bezeichnet. Die 24 kritischen Bänder decken damit den hörbaren Frequenzbereich ab. Jedes kritische Band entspricht auf der Cochlea einem fast exakt äquidistanten Bereich von 1,3 mm. Diese neue Frequenzeinteilung wird als Tonheit z bezeichnet und hat die Einheit

Bark⁷. Ein kritisches Band umfasst bis ungefähr 500 Hz einen Frequenzbereich von 100 Hz, darüber werden die Frequenzbänder immer breiter.

Alternativ zur Bark-Skala existiert die Skala der *Equivalent Rectangular Bandwidth* (ERB-Skala). Sie ist für eine alternative Berechnung der Lautheit nach [44] erforderlich und wird in [21] näher erläutert.

Akustische Maskierung

Die Frequenz-Orts-Transformation auf der Basilarmembran in der Cochlea führt dazu, dass bei den passenden Frequenz-Orts-Kombinationen die Auslenkungen auf der Basilarmembran maximal werden. Allerdings bewegen sich auch angrenzende Bereiche auf der Basilarmembran, obwohl im ursprünglichen Geräusch diese Frequenzen nicht vorliegen. Diese Bewegung der angrenzenden Bereiche wird vom Menschen nicht als Geräusch wahrgenommen. Leise Töne, deren Frequenz von der Frequenz eines lauten Tones leicht abweicht, werden daher nicht gehört. Erst wenn diese leisen Töne lauter werden und die Basilarmembran dadurch stärker schwingt als durch den schon vorhandenen anderen Ton, werden sie vom Menschen wahrgenommen. Diese Funktionsweise des menschlichen Gehörs führt zu einem beobachtbaren Phänomen, welches akustische Maskierung genannt wird. Der Maskierungseffekt besagt, dass Geräusche bei Vorhandensein von anderen Geräuschen schwerer oder gar nicht mehr wahrnehmbar sind. Die Schwierigkeit, bei Umgebungslärm beispielsweise zu telefonieren, ist bekannt und wird in [19] ausführlich beschrieben.

Akustische Maskierung kann entstehen, wenn ein Maskierungsschall später, gleichzeitig oder früher zu einem anderen Geräusch vorliegt. Dies wird Prä-, Simultan- oder Postmaskierung genannt. Im Weiteren wird immer mit Simultanmaskierung gearbeitet. Die Maskierung erfolgt im Frequenzbereich. Es liegt spektrale Maskierung vor.

Die Grenzlinie, unter der Töne bei Anwesenheit von anderen, lauterem Tönen nicht mehr gehört werden können, wird Maskierungsschleppe genannt. Die untere Maskierungsschleppe s_u ist zu niedrigen Frequenzen hin pegel- und frequenzunabhängig mit

$$s_u = 27 \text{ dB/Bark}, \quad (3.22)$$

während die obere Maskierungsschleppe

$$s_o = \left(-24 - \frac{230 \text{ Hz}}{f} + \frac{0,2}{\text{dB}} L_p \right) \text{ dB/Bark} \quad (3.23)$$

von der Frequenz f und vom Schalldruckpegel L_p abhängig ist. Je höher der Schalldruckpegel L_p oder je tiefer die Frequenz f eines Schallereignisses ist, umso stärker werden höherfrequente Töne maskiert. Die Maskierungsschleppe wird flacher.

Stevensches Potenzgesetz

In der Psychophysik gilt das Weber-Fechner-Gesetz und darauf aufbauend das Stevenssche Potenzgesetz. Das Weber-Fechner-Gesetz besagt, dass der Mensch Sinnesreize R meist nicht linear wahrnimmt, sondern über einen logarithmischen Zusammenhang. Dies trifft auch für akustische Reize zu. Das Stevenssche Potenzgesetz

$$E = k(R - R_0)^n \quad (3.24)$$

erweitert das Weber-Fechner-Gesetz um Schwellwerte R_0 und verschiedene Exponenten n bei unterschiedlichen Reizen. Für die Akustik gilt im Stevenschen Potenzgesetz ein rezeptorspezifischer Exponent n von 0,6. Mit dem Skalierungsfaktor k kann auf die Reizintensität E geschlossen werden. Der Schwellwert R_0 entspricht in der Akustik der Ruheshörschwelle.

⁷ Nach dem deutschen Physiker Heinrich Barkhausen.

3.4.3 Metriken zur Bestimmung der menschlichen Wahrnehmung

Für die menschliche Wahrnehmung von akustischen Größen gibt es unterschiedliche Metriken. Die für diese Arbeit relevanten werden im Folgenden erläutert. Eine Kurzübersicht über die gewöhnlichen Metriken der technischen Akustik erfolgt im Anhang (C.2).

Der **Lautstärkepegel** mit der Einheit Phon berücksichtigt das Hörverhalten des Menschen genauer als ein A-bewerteter Schalldruckpegel und ist in NORM DIN 1318 [48] und NORM DIN ISO 226 [54] genormt. Die Amplituden sind über Hörversuche bestimmt worden, bei denen Töne mit Referenztönen bei 1000 Hz verglichen wurden. Daraus wurden Normalkurven abgeleitet, die in [54] als analytische Gleichungen vorliegen. Ein Ton mit einem Lautstärkepegel von n Phon wird gleich laut wahrgenommen wie ein Ton mit einer Frequenz von 1000 Hz bei einem Schalldruckpegel von n dB.

Eine wichtige Metrik stellt die **Lautheit** N nach Zwicker dar. Sie ist in [50] genormt und in [43] praktisch erklärt. Sie gewichtet die frequenzabhängige Empfindlichkeit genauer als die A-Bewertung. Darüber hinaus berücksichtigt sie die Maskierung hin zu höheren Frequenzen. Sie wird in der Norm mittels graphischer Verfahren bestimmt. Die Einheit lautet sone.

Die Berechnung der Lautheit nach Zwicker kann in 4 Stufen (siehe Abbildung 3.3) aufgeteilt werden:

1. **Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr:** Zunächst wird die Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr berücksichtigt. Dabei wird zwischen ebenen und diffusen Schallfeldern unterschieden.
2. **Erregung:** Die spektralen Komponenten werden unter Berücksichtigung der Maskierungsschlepe in Gleichung (3.23) zu Erregungen zusammengefasst. Die Anregungen erzeugen – bei Überschreitung der Ruheshwelle – im jeweiligen kritischen Band eine Kernerregung und in den benachbarten kritischen Bändern eine Flanken-erregung.
3. **Spezifische Lautheit:** Die spezifische Lautheit N' wird über unterschiedliche Gewichtungsfaktoren aus der Erregung abgeleitet. Die Reizintensität des Stevenschen Potenzgesetzes wird berücksichtigt. Die spezifische Lautheit wird in Abhängigkeit von der Tonheit z angegeben.
4. **Gesamtlautheit:** Die Gesamtlautheit N entspricht dem Integral der spezifischen Lautheit über der Tonheit z .

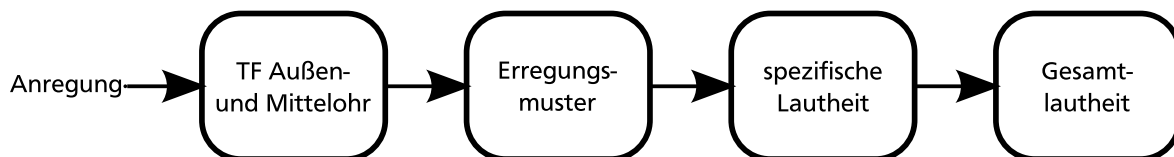


Abbildung 3.3: Blockschaltbild des Ablaufs der Lautheitsberechnung

Nach [43] existieren unterschiedliche Verbesserungsvorschläge zur Berechnung der Lautheit. In [44] wird die Lautheit mit Hilfe der ERB-Skala berechnet. Die unterschiedlichen Verfahren stellen aber nicht das prinzipielle Vorgehen oder die Berechnungsergebnisse der Zwicker-Methode grundsätzlich in Frage.

Die **Schärfe** S ist ein Maß für die Klangfarbe. Sie wird in [8] eingeführt. Maßgeblich ist der Anteil an hohen Tönen am Geräusch. Sie ist näherungsweise unabhängig von der Lautstärke und wird in der Einheit acum angegeben. Die Berechnung der Schärfe

$$S = c \frac{\int_0^{24} N'(z)g(z) dz}{N} \text{ acum} \quad (3.25)$$

erfolgt mit einem Skalierungsfaktor c und einer Gewichtungsfunktion $g(z)$. Sie entspricht näherungsweise einer Schwerpunktberechnung der spezifischen Lautheit bezüglich der Tonheit. Die Gewichtungsfunktion $g(z)$ in Gleichung (3.25) wird zur besseren Anpassung an bestehende Hörversuche in [2] verändert und die Lautheit N im Nenner durch eine lautheitsabhängige Gewichtungsfunktion ersetzt.

Geräusche mit benachbarten spektralen Anteilen führen im Zeitbereich zu Modulationserscheinungen. Diese können durch die Metriken **Rauigkeit** und **Fluktuationsstärke** ausgedrückt werden. Die Modelle der Rauigkeit haben ihren Ursprung bei HELMHOLTZ [25]. Die Rauigkeit erhält die Einheit asper. Wesentlich für die Rauigkeit sind Amplitudenmodulationen der Hüllkurve im Bereich von 20 Hz bis 300 Hz. Ein amplitudenmoduliertes Signal mit einer Modulationsfrequenz von 70 Hz und einer Trägerfrequenz von 1000 Hz erzeugt eine Rauigkeit von 1 asper [19].

Eine Rauigkeitsänderung von 0,07 asper ist gerade noch wahrnehmbar [19]. Bei einem Maximum der Rauigkeit von 1 asper bedeutet das, dass gerade 20 unterschiedliche Stufen der Rauigkeit wahrgenommen werden können. Im Folgenden wird zur Berechnung der Rauigkeit stets das Verfahren von DANIEL U. WEBER [14] angewendet.

Schmalbandrauschen erzeugt im Zeitbereich eine mittlere Änderungsrate der Hüllkurve und kann damit auch zu einer empfundenen Rauigkeit führen. Die Modulationsfrequenz ist abhängig von der Bandbreite Δf . Schmalbandrauschen mit der Bandbreite von 100 Hz besitzt nach [60] die Modulationsfrequenz

$$f_{\text{mod}} = 0,64 \Delta f = 64 \text{ Hz} \quad (3.26)$$

und erzeugt dabei fast eine maximale Rauigkeit.

Die Fluktuationsstärke bildet Lautstärkeschwankungen ab, die durch Modulationen im Bereich von 4 Hz entstehen. Die Modulation von 4 Hz stellt den Übergang zwischen getrennt wahrnehmbaren Einzelgeräuschen unterhalb und vermischtem Geräuscheindruck oberhalb dar. Die Fluktuationsstärke wird in vacil angegeben.

In [18] wird ein Vorschlag zur Berechnung der **Lärmigkeit** (PA – engl. für perceived annoyance) angegeben. Die Lärmigkeit kann aus den psychoakustischen Metriken Lautheit N , Schärfe S , Fluktuationsstärke F und Rauigkeit R abgeleitet werden. Als Lautheit N_5 wird die 5-Prozent-Perzentillautheit verwendet. Die 5-Prozent-Perzentillautheit N_5 wird nur zu 5 % aller Zeiten überschritten und liegt damit in der Nähe der maximalen Lautheit. Als Näherungsformel ergibt sich

$$PA \approx N_5 \left(1 + \sqrt{w_S^2 + w_{FR}^2} \right) \quad (3.27)$$

mit

$$w_S = \left(\frac{S}{\text{acum}} - 1,75 \right) \cdot 0,25 \lg \left(\frac{N_5}{\text{sone}} + 10 \right)$$

$$w_{FR} = \frac{2,18}{(N_5/\text{sone})^{0,4}} \left(0,4 \frac{F}{\text{vacil}} + 0,6 \frac{R}{\text{asper}} \right).$$

3.5 Systemsimulation

Laut VDI 3633 [70] wird unter Simulation ein Verfahren zur Nachbildung eines Systems verstanden, welches über ein experimentierbares Modell zu Erkenntnissen gelangt, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind. Das bedeutet, um Experimente oder Simulationen durchführen zu können, ist zunächst ein Modell erforderlich. Der Aufbau solcher Modelle wird häufig hierarchisch strukturiert, d. h. an Systemgrenzen werden große Systeme in komplexe Teilsysteme aufgeteilt. Die Aufteilung in Teilsysteme ermöglicht eine übersichtliche Darstellung. Einfache Teilsysteme können wiederum besser in höherer Komplexität modelliert werden. Damit ist es möglich, komplexe Systeme zunächst in Teil- oder Subsysteme aufzugliedern und so die Komplexität in der Modellierung schrittweise zu erhöhen und gleichzeitig eine übersichtliche und handhabbare Darstellung beizubehalten.

Diese Art der Modellierung erfordert domänentrennende Systemgrenzen. Die Schwierigkeit bei multiphysikalischen Systemen liegt in der richtigen Modellierung der Systemgrenzen. Diese liegen nicht unbedingt durch eine örtliche Trennung vor, wie z. B. bei einem Gelenk. Es ist daher zu prüfen, in wieweit eine

Methodik angepasst werden muss, wenn die System- oder Domänengrenzen zusätzlich örtlich verteilt vorliegen.

Zur gemeinsamen Simulation von Strukturodynamik, Akustik und Wahrnehmung müssen die einzelnen Aspekte zu einer **Systemsimulation** zusammengeführt werden. Das dynamische Verhalten als linear-zeitinvariantes System wird, wie in Abschnitt (3.1) beschrieben, häufig über Zustandsraummodelle oder Filter abgebildet. Die psychoakustischen Metriken werden als Algorithmen abgebildet. Die Schwierigkeit bei einer sinnvollen Abbildung von technischen Systemen in hierarchische Subsysteme besteht in der Wahl der Systemgrenzen und in der Detailtiefe der Modellbildung.

4 Modellbildung und Bewertung eines Akustik-Demonstrators

Die Beschreibung von aktiven akustischen Systemen erfordert unterschiedliche Werkzeuge und Strategien zur Beschreibung der verschiedenen physikalischen Phänomene. In diesem Kapitel werden Modellierungsstrategien und -möglichkeiten vorgestellt und umgesetzt.

Zur Durchführung der relevanten Arbeiten wird ein sogenannter Akustik-Demonstrator verwendet, der außerhalb dieser Arbeit ausgelegt und umgesetzt wurde. Dieser wird in Abbildung 4.1 gezeigt. Er ermöglicht eine reproduzierbare Durchführung von experimentellen Simulationen. Die Seitenwände sowie der Boden sind so ausgeführt, dass keine (Struktur-)Eigenfrequenzen bis 500 Hz vorliegen. Die Schallabstrahlung erfolgt nahezu ausschließlich über den Deckel aus Aluminium. Die für eine Modellierung oder einen Aufbau relevanten Geometrie- und Materialdaten sind in Tabelle D.2 aufgeführt.

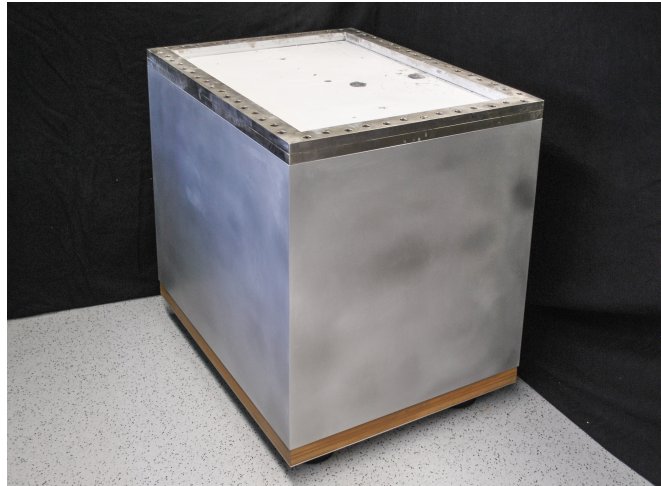


Abbildung 4.1: Akustik-Demonstrator

4.1 Modellierungsmethodik

Ein aktives akustisches System kann durch eine abstrakte Modellvorstellung in unterschiedliche Teilgebiete klassifiziert werden.

Dafür wird erneut die maschinenakustische Grundgleichung herangezogen. Diese muss zur besseren Berücksichtigung des Menschen um weitere Aspekte ergänzt werden. Die maschinenakustische Grundgleichung teilt die Wirkkette von der Anregung bis zur Schallabstrahlung ein. Diese Einteilung wird beibehalten.

Ein Geräusch mit einer gewissen Dauer T_{beob} kann vollständig über den Schalldruck $p(t)$ während dieser Dauer beschrieben werden. Gelingt es, eine geeignete Zielfunktion ZF zur Beschreibung von Lärm oder Lärmigkeit zu definieren, kann das Problem als Minimierung der Zielfunktion

$$ZF = f(p(t)) . \quad (4.1)$$

als Funktion des Schalldrucks $p(t)$ angesehen werden.

Außerdem ist darauf hinzuweisen, dass es sich um eine technische Arbeit handelt und der Mensch als zeitinvariant angesehen werden muss. Es spielt keine Rolle, in welcher Stimmung oder sonstigen Konstitution sich der Schallempfänger und damit der Lärmgeschädigte befindet. Die Bewertung erfolgt reproduzierbar für jedes Geräusch.

Wird der Schalldruck $p(t)$ nach der maschinenakustischen Grundgleichung in die für seine Entstehung verantwortlichen Komponenten zerlegt und um Wahrnehmungsaspekte des Menschen ergänzt, erweitert sich die Zielfunktion zu

$$ZF = f(\text{Anregung, Struktur, Wandler, vibroakustisches Verhalten, ...} \\ \text{Schallausbreitung, Wahrnehmungskriterium}). \quad (4.2)$$

Daraus folgt eine Klassifikation des betrachteten Problems in Anlehnung an die maschinenakustische Grundgleichung in 4 Klassen:

1. **Anregungen** stellen Anregungskräfte (-momente oder -drücke), die örtlich konzentriert oder örtlich verteilt vorliegen können, und Fußpunktanregungen dar. Anregungen werden im Folgenden in Rot dargestellt.
2. **Aktive Struktursysteme** können aus aktiver Struktur, mechanischer Struktur, Sensorik, Elektrik etc. bestehen. Interne System- oder Domänengrenzen müssen entsprechend modelliert sein. Aktive Struktursysteme sind in Blau dargestellt, die dazugehörigen Algorithmen in Orange.
3. **Luftschall** repräsentiert die gesamte Umgebung um den Schallerzeuger herum. In dieser Klasse spielen das Schallfeld und seine Ausbreitung, Dämmung, Dämpfung und Beugung eine Rolle. Der Luftschall erhält eine grüne Darstellung.
4. **Immission** stellt die Schallaufnahme durch den Menschen dar. In ihr ist der Mensch als Schallempfänger abgebildet. Immissions- und Wahrnehmungsaspekte werden wie der Luftschall im Folgenden in Grün dargestellt.

Bei entsprechenden Wechselwirkungen dürfen die einzelnen Klassen nicht losgelöst voneinander betrachtet werden. Ein Mensch beeinflusst vor allem bei hohen Frequenzen allein durch seine Anwesenheit ein vorhandenes Schallfeld. Genauso kann eine filigrane Struktur zum einen durch den Massenbelag der umgebenden Luft und zum anderen durch die dämpfend wirkende Schallabstrahlung beeinflusst werden. Anhand der Klassifikation werden verschiedene Möglichkeiten zur Simulation aufgezeigt. Je nach Klasse werden unter Umständen unterschiedliche Modellierungen zur Simulation genutzt.

4.1.1 Modellierung von Anregungen

Anregungen in Form von Kräften, Momente, Drücken oder Volumenverschiebungen etc. können mit Berechnungsprogrammen direkt beispielsweise in der Finite-Elemente-Berechnung eingebracht werden. Sie können an einzelnen Punkten oder örtlich verteilt vorliegen. Frequenzspektren werden in harmonischen Analysen importiert und berücksichtigt. Anregungen werden in der Differenzialgleichung direkt auf der rechten Seite angegeben. Wird das Verhalten eines elektromechanischen oder elektrodynamischen Wandlers mit modelliert, kann auch die elektrische Ansteuerung des Wandlers als Anregung angesehen werden.

Als Schnittgrößen und damit Systemgrenzen zwischen Anregungen und aktiven Struktursystemen liegen in mechanischen Strukturen Verschiebungen oder deren zeitlichen Ableitungen sowie diskrete oder verteilte Kräfte vor. Im Fluid werden meist Volumenverschiebungen an den Grenzschichten angenommen.

4.1.2 Modellierung von aktiven Struktursystemen

Die Beschreibung von aktiven Struktursystemen beinhaltet die Struktur, die Aktorik und Sensorik sowie die Regelung. Die Herausforderung liegt in der Kopplung von im Wesentlichen örtlich verteilten Systemen (Strukturen) mit örtlich konzentrierten Systemen (Sensoren, Aktoren und Regelungstechnik).

Zwischen Struktur und Regelung besteht ein Signalfluss. Dieser Signalfluss kann als Systemgrenze genutzt werden. Dadurch wird eine hierarchische und damit separate Modellierung von aktivem Struktursystem und Regelungstechnik möglich.

Örtlich verteilte Strukturen mit multiphysikalischen Eigenschaften wie elektrischen Freiheitsgraden werden am besten innerhalb von Finite-Elemente-Umgebungen modelliert. Dafür muss das Simulationsprogramm die Mehrfeldproblematik beherrschen. Für die Elementgröße gilt die Regel, dass bei linearer Ansatzfunktion mindestens 6 Elemente pro Wellenlänge vorliegen. Bei mechanischen Strukturen sind darüber hinaus Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen sinnvoll. Daraus können diskrete Ursache-Wirkungs-Beziehungen in Form von Übertragungsfunktionen zwischen einzelnen Orten abgeleitet werden. Diese Übertragungsfunktionen können anschließend mit anderen Simulationsprogrammen zur Reglerauslegung weiter benutzt werden.

Regler sind konzentrierte Elemente, die mit einer endlichen Anzahl von Ursachen und Wirkungen abgebildet werden können. Regler werden dabei in der linearen Regelungstechnik meist als linear-zeitinvariante Systeme angesehen. Selbst anpassende Regler sind meist als adaptive Filter aufgebaut. Eine Zustandsraumdarstellung der Form von Gleichung (3.4) ist von jedem linear-zeitinvarianten System möglich.

Bei der systemtheoretischen Betrachtung ist es häufig wünschenswert, aus Systemen mit sehr vielen Freiheitsgraden besser handhabbare Ersatzmodelle zu erzeugen, die nur das interessierende Verhalten zwischen endlichen Ein- und Ausgangsgrößen darstellen. Die restlichen Freiheitsgrade werden teilweise für die Darstellung einer internen Dynamik verwendet. Zur Erzeugung von Ersatzmodellen werden sowohl *Ordnungsreduktionsverfahren* als auch *Identifikationsverfahren* eingesetzt. Ordnungsreduktion kann mit Methoden nach *Guyan*, *Craig-Bampton* oder *Krylov-Unterraum* und weiteren erfolgen. Eine Übersicht über Ordnungsreduktionsverfahren geben KURCH u. A. [38]. Eine weitere Möglichkeit für Ersatzmodelle niedrigerer Ordnung stellt die modale Reduktion dar. Dabei werden die paarweise orthogonalen Eigenvektoren der Modalanalyse zur reduzierten Systembeschreibung genutzt. Der Modalraum entspricht einer physikalisch anschaulichen Berechnungsmethode zur Ordnungsreduktion.

Allerdings wird durch die Berücksichtigung nur einer endlichen Anzahl von Moden die Gesamtsteifigkeit des ursprünglichen Modells unterschätzt. Der entstehende Fehler wird *spill-over* genannt und kann durch das Einführen einer residuellen Steifigkeit – einer sogenannten Residualmode – reduziert werden.

4.1.3 Modellierung von Luftschall

Bei der Modellierung von Luftschall wird zwischen Innenraum- und Außenraumproblemen unterschieden. Innenraumprobleme stellen akustische Probleme in gekapselten Luftvolumen (Kavitäten) dar. Durch die begrenzte räumliche Ausdehnung können sie gut mit der FE-Methode betrachtet werden. Die Anregung von Luftschall erfolgt durch Schallquellen im Fluidvolumen oder in Form von Volumenverschiebungen am Gebietsrand. Diese Volumenverschiebungen entstehen bei einer gekoppelten Fluid-Struktur-Berechnung durch die Strukturbewegung.

Außenraumprobleme stellen Abstrahlprobleme dar und benötigen, da die Schallwelle bis ins Unendliche reicht, eigentlich eine unendliche Betrachtung des Gebiets. Dies wird mit der Randelementmethode erreicht.

Bei FE-Simulationen müssen für die Modellierung von Schallabstrahlung ins Freifeld spezielle Vorkehrungen getroffen werden, da das Rechenggebiet endlich ist. Am Rand des Rechengebiets entsteht eine physikalisch nicht vorhandene Reflexion der Schallwelle. Diese kann durch absorbierende Randbedingungen – wie z. B. *Perfectly Matched Layer* – vermieden werden [40]. Das Simulationswerkzeug LMS Virtual.Lab sieht dafür die Funktionalität *Automatically Matched Layer* (AML) vor.

4.1.4 Modellierung von Immission

Der Immission kommt bei der Auswirkung von Schall auf den Menschen eine entscheidende Bedeutung zu. Eine für eine Schallquelle entscheidende globale Kenngröße wie die Schallleistung spielt für die Betroffenen des Schalls nur eine mittelbare Rolle. Entscheidender für den Menschen sind die in Abschnitt 3.4 definierten Kriterien – wirksame Lautheit, Rauigkeit, Schärfe etc.

Die Modellierung dieser Metriken zur Bewertung der Wahrnehmung erfolgt algorithmisch aus dem Schalldruck p . Metriken und Modellvarianten können so einfach miteinander verglichen werden.

4.1.5 Modellierung von Kopplungen zwischen einzelnen Klassen

Zum Aufbau eines Gesamtsystemmodells müssen die einzelnen Klassen miteinander gekoppelt werden, wenn eine sequenzielle Berechnung nicht geeignet ist. Bei einer Modellierung in Matrizenform kann eine Kopplung zweier Probleme durch Kopplung der Matrizen erfolgen. Dies wurde bereits für die Fluid-Struktur-Kopplung in Abschnitt 3.2 mit Gleichung (3.8) gezeigt. Eine Kopplung zwischen Struktur und Wandlern erfolgt wie in Gleichung (3.18).

Der Unterschied zwischen der Kopplung von verschiedenen mechanischen Systemen (Fluid mit Struktur, Struktur mit Struktur) und zwischen Struktur und piezoelektrischem Material besteht in der unterschiedlichen Beschreibung. Durch die vernachlässigte Dynamik der piezoelektrischen Felder besteht ein algebraischer Zusammenhang, und die Systemordnung wird nicht erhöht. Bei einer Kopplung von mehreren dynamischen Systemen addieren sich beide Systemordnungen.

In der Praxis kann eine Simulation bei Vernachlässigung der Kopplung auch sequenziell erfolgen. Ermittelte Kräfte, Momente oder Fußpunktanregungen erzeugen zunächst Körperschall in der Struktur. Ermittelter Körperschall führt zu einer Abstrahlung von Luftschall. Luftschall führt an der Immissionsstelle zu Geräuschwahrnehmung.

4.2 Analytische Modelle

Die einfache quaderförmige Geometrie des Akustik-Demonstrators ermöglicht es, ein analytisches Modell aufzubauen. Dieses dient dem grundsätzlichen Systemverständnis für spätere Betrachtungen.

4.2.1 Modellbildung des abgeschlossenen Luftvolumens

Ein analytisches Modell mit globalen Ansatzfunktionen wird gebildet. Dafür wird zunächst ein abgeschlossenes Luftvolumen mit 6 schallharten Wänden betrachtet. Das analytische Modell ermöglicht einerseits zusätzliches Systemverständnis und liefert andererseits eine Möglichkeit des Abgleichs zwischen Ergebnissen aus der Finite-Elemente-Rechnung und Messergebnissen.

Die charakteristischen Gleichungen für das Schallfeld wurden im Theorieteil in Abschnitt 3.2 hergeleitet. Für das Fluid gilt die Wellengleichung (3.9) mit den in Tabelle D.2 angegebenen Werten für Geometrie und Materialparameter. Mit dem Verfahren der *Trennung der Veränderlichen* mit einer Reihenentwicklung von Ansatzfunktionen P_k der Form

$$p(x, y, z, t) = \sum_{k=1}^{\infty} P_k(x, y, z) \cdot p_k(t) \quad (4.3)$$

sowie der Multiplikation mit einer Testfunktion P_l und der anschließenden Integration über das gesamte Gebiet ergibt sich die schwache Formulierung

$$\int P_k P_l dV \ddot{p}_k + c_f^2 \int \nabla P_k \nabla P_l dV p_k = 0 \quad (4.4)$$

als System von gewöhnlichen Differenzialgleichungen. Die Ordnung des doppelten Gradienten ∇ reduziert sich unter Berücksichtigung der partiellen Integrationsregeln und das Vorzeichen ändert sich (siehe Anhang C.1.1) im Gegensatz zu Gleichung (3.9).

Als Randbedingung im Fluid gilt die Bedingung einer schallharten Berandung. Mit dem Trägheitsgesetz der Akustik aus Gleichung (C.6) folgt, dass die Ableitung des Schalldrucks p normal (\mathbf{e}_n) zur Oberfläche null sein muss:

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{e}_n} = 0. \quad (4.5)$$

Das Fluid wird von sechs Flächen umgeben, alle Begrenzungsflächen sind schallhart

$$\begin{aligned} \frac{\partial p(0, y, z, t)}{\partial x} &= 0, & \frac{\partial p(x, 0, z, t)}{\partial y} &= 0, & \frac{\partial p(x, y, 0, t)}{\partial z} &= 0, \\ \frac{\partial p(L_x, y, z, t)}{\partial x} &= 0, & \frac{\partial p(x, L_y, z, t)}{\partial y} &= 0, & \frac{\partial p(x, y, L_z, t)}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Für das Fluid müssen Ansatzfunktionen gefunden werden, die diese Randbedingungen erfüllen. Die Ansatzfunktionen der Form

$$P_k(x, y, z) = \cos\left(k_x \pi \frac{x}{L_x}\right) \cos\left(k_y \pi \frac{y}{L_y}\right) \cos\left(k_z \pi \frac{z}{L_z}\right) \quad (4.7)$$

erfüllen die Randbedingungen. Die Koeffizienten k_x , k_y und k_z werden von Null ansteigend aus der Menge der natürlichen Zahlen

$$\begin{aligned} k_x &\in [0, 1, 2, \dots, k_{x,\max}] \\ k_y &\in [0, 1, 2, \dots, k_{y,\max}] \\ k_z &\in [0, 1, 2, \dots, k_{z,\max}] \end{aligned} \quad (4.8)$$

gewählt. Aufgrund der Starrkörpermode des Drucks kann jeder der 3 Koeffizienten auch zu Null gewählt werden. Jede beliebige Kombination der 3 Koeffizienten k_x , k_y und k_z stellt eine gültige Ansatzfunktion P_k dar. Für die praktische Lösung werden die 3 Koeffizienten k_x , k_y und k_z und damit die Anzahl von Ansatzfunktionen begrenzt. Die erforderliche Anzahl von Ansatzfunktionen im betrachteten Frequenzbereich bis 500 Hz kann über eine Wellenlängenabschätzung erfolgen. Daraus kann auf die Anzahl der mit Ansatzfunktionen abzubildenden Schwingungsknoten geschlossen werden. Die Anzahl an Vielfachen der Wellenlänge im Innern wird durch die gewählte Auslegungsgrenze f_{\max} von 500 Hz beschränkt. Das Maximum der Koeffizienten

$$\begin{aligned} L &= k_{\max} \cdot \frac{\lambda_{\min}}{2} = k_{\max} \cdot \frac{c_f}{2f_{\max}} \\ \rightarrow k_{x,\max} &\approx 1,97 \quad k_{y,\max} \approx 2,55 \quad k_{z,\max} \approx 2,21 \end{aligned} \quad (4.9)$$

entspricht dem Vielfachen von halben Wellenlängen $\lambda/2$, die noch in die Länge L des Demonstrators passen. Die berechneten Maximalwerte dienen dabei als obere Schranken und können daher abgerundet zu jeweils 2 gewählt werden. Somit entstehen

$$n_F = (k_{x,\max} + 1)(k_{y,\max} + 1)(k_{z,\max} + 1) = 27 \quad (4.10)$$

verschiedene Ansatzfunktionen. Daraus ergibt sich folgendes Eigenwertproblem

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} \int \int \int_V P_1 P_1 dz dy dx & 0 & \cdots \\ 0 & \int \int \int_V P_2 P_2 dz dy dx & \cdots \\ & \ddots & \\ \cdots & \int \int \int_V P_{n_F} P_{n_F} dz dy dx & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{p}_1 \\ \ddot{p}_2 \\ \vdots \\ \ddot{p}_{n_F} \end{bmatrix} \\
 + c_f^2 & \begin{bmatrix} \int \int \int_V \nabla P_1 \nabla P_1 dz dy dx & 0 & \cdots \\ 0 & \int \int \int_V \nabla P_2 \nabla P_2 dz dy dx & \cdots \\ & \ddots & \\ \cdots & \int \int \int_V \nabla P_{n_F} \nabla P_{n_F} dz dy dx & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_{n_F} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

der Ordnung n_F . Die dazugehörigen Matrizen und Ansatzfunktionen sind im Anhang B.1 angegeben. Eigenwertprobleme dieser Art stellen ein generalisiertes Eigenwertproblem der Form

$$\mathbf{K}_f \mathbf{v}_i = \lambda_i \mathbf{M}_f \mathbf{v}_i \quad (4.12)$$

mit den Eigenwertpaaren λ_i und den dazugehörigen Eigenvektoren \mathbf{v}_i dar. Diese Art von Eigenwertproblemen kann beispielsweise mit einem Computeralgebrasystem gelöst werden. Die Lösungen der Eigenwerte λ_i werden zum besseren Verständnis in (positive) Frequenzen

$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2\pi} \quad (4.13)$$

in Hz umgerechnet.

Abbildung 4.2 stellt die berechneten und aufsteigend sortierten Eigenfrequenzen

$$\begin{aligned}
 \mathbf{f}_f^T = & (0, 195, 227, 274, 299, 337, 356, 391, 406, 452, 453, 477, 494, \dots \\
 & 528, 530, 548, 565, 582, 593, 599, 625, 658, 673, 711, 712, 738, 812) \text{ Hz} \quad (4.14)
 \end{aligned}$$

in grünen Kästchen dar. Die horizontale Linie bei 500 Hz in Grau ist die Auslegungsgrenze des Akustik-Demonstrators. Im Auslegungsbereich des Akustik-Demonstrators liegen 13 Eigenfrequenzen des gekappten Luftvolumens.

Die Modenanzahl eines abgeschlossenen Luftvolumens kann nach MÖSER [45] zu

$$n_{\text{Moden}} = \frac{4\pi}{3} \left(\frac{f}{c} \right)^3 V. \quad (4.15)$$

abgeschätzt werden. Die durchgezogene Linie in Grün entspricht der nach der Frequenz f aufgelösten Näherungsgleichung (4.15). Es wird deutlich, dass selbst für sehr kleine Volumina die Näherungsformel die richtige Tendenz wiedergibt. Allerdings wird die Frequenz von der Näherungsformel gerade für kleine Frequenzen deutlich überschätzt.

In Abbildung 4.3 sind 9 der ersten 10 berechneten Eigenfrequenzen dargestellt. Der Koordinatenursprung ist dabei in einer Ecke am Boden des Demonstrators. Die kurze Seite entspricht der x-Richtung, die lange Seite der y-Richtung und die z-Richtung der Hochachse. Anhand der Anzahl von Schwingungsbäuchen in x-, y- und z-Richtung können die Eigenformen als Moden klassifiziert werden. In den ersten 3 Abbildungen sind die jeweils ersten Schwingungen in y-Richtung (195 Hz), in z-Richtung (227 Hz) und in x-Richtung (274 Hz) zu erkennen. Die erste Eigenfrequenz bei 0 Hz entspricht der Starrkörpermode. Sie ist über das gesamte Volumen einfarbig und wird daher weggelassen.

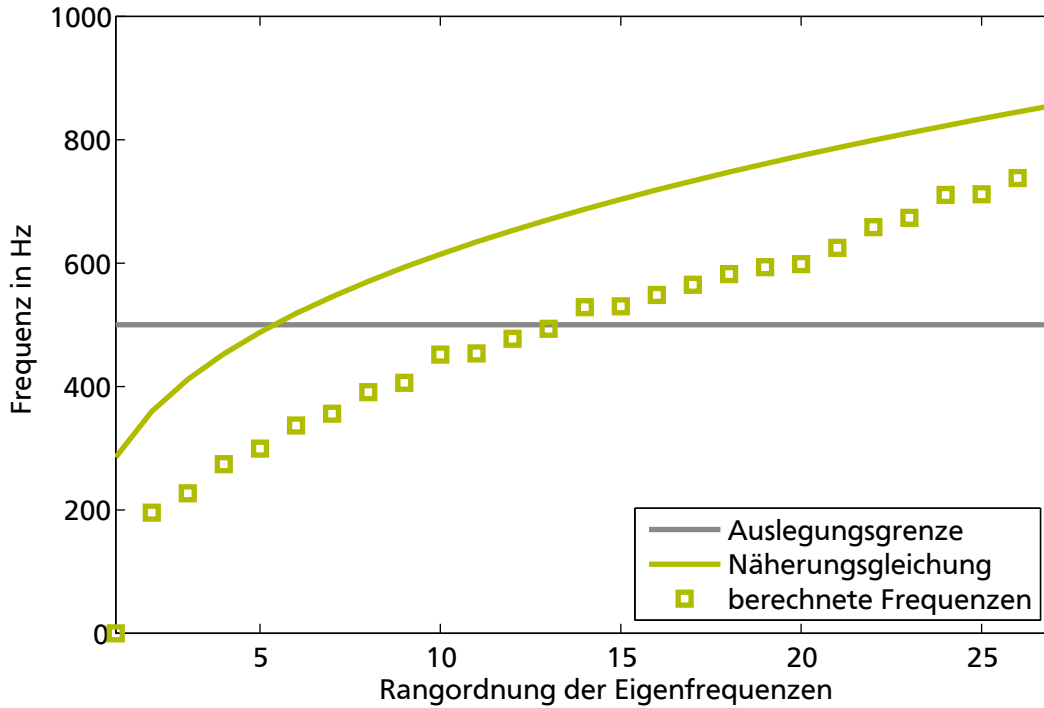


Abbildung 4.2: Vergleich zwischen berechneten Frequenzen und Näherungsgleichung

4.2.2 Modellbildung der Platte

Die analytische Modellbildung einer Platte erfolgt ähnlich wie für das Fluidvolumen. Für die normalkraftfreie Platte unter Vernachlässigung von Dämpfung gilt nach [22] die partielle Differenzialgleichung

$$m''\ddot{w} + B'\Delta^2 w = 0 \quad (4.16)$$

mit dem Massenbelag

$$m'' = \rho h \quad (4.17)$$

und der Biegesteifigkeit

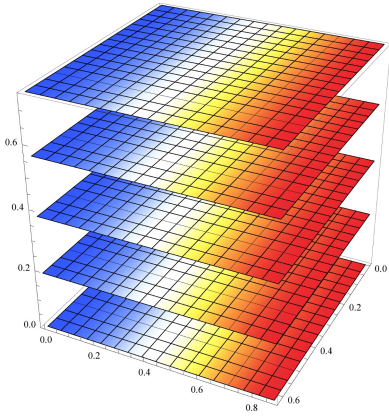
$$B' = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{h^3}{12}. \quad (4.18)$$

Der doppelte Laplace-Operator Δ entspricht einer vierfachen örtlichen Ableitung. Die allgemeine Bewegung \mathbf{q} aus Abschnitt 3.2 wird zu einer Auslenkung w spezifiziert. Die Geometrie der Platte ist in Tabelle D.2 angegeben. Eine Reihenentwicklung mit Trennung der Veränderlichen führt auf

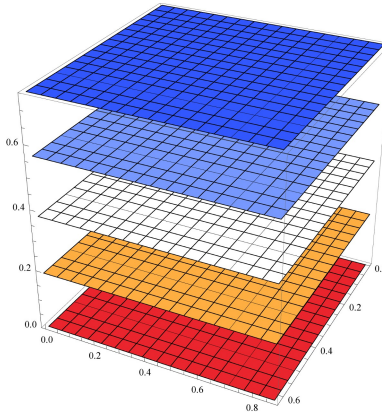
$$w(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(x, y) \cdot w_n(t). \quad (4.19)$$

Die Gleichung wird mit einer Testfunktion W_m multipliziert und über das gesamte Gebiet integriert. Daraus folgt unter Berücksichtigung der partiellen Integration die schwache Formulierung

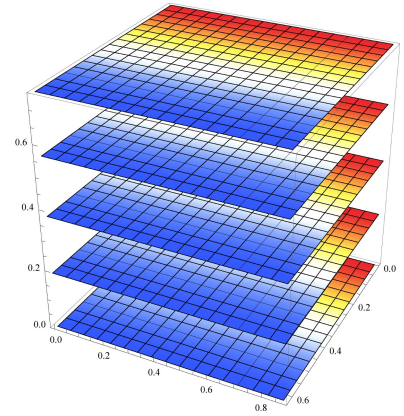
$$m'' \int W_n W_m dA \ddot{w}_n + B' \int \Delta W_n \Delta W_m dA w_n = 0. \quad (4.20)$$



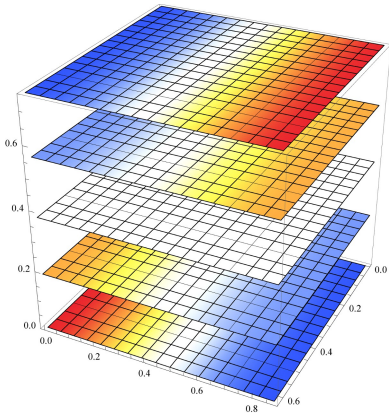
(a) 2. EF, (0,1,0)-Mode, 195 Hz



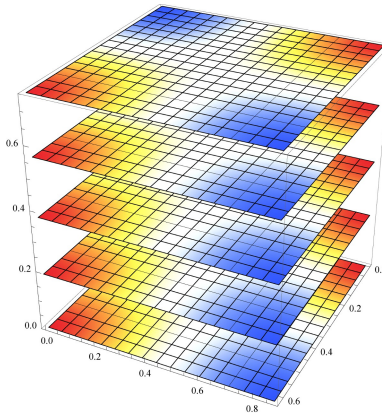
(b) 3. EF, (0,0,1)-Mode, 227 Hz



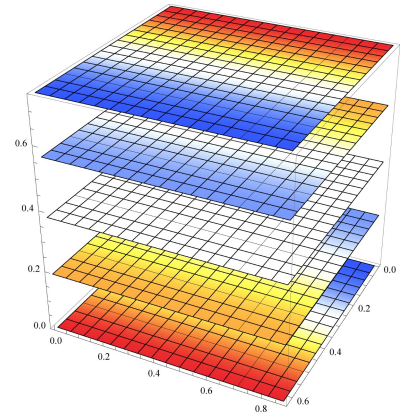
(c) 4. EF, (1,0,0)-Mode, 274 Hz



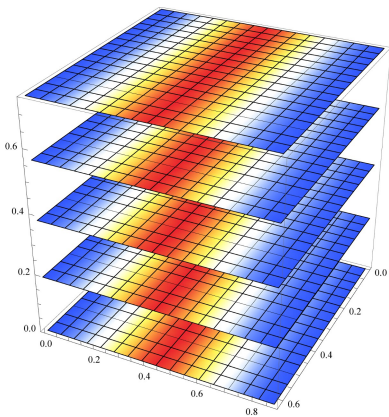
(d) 5. EF, (0,1,1)-Mode, 299 Hz



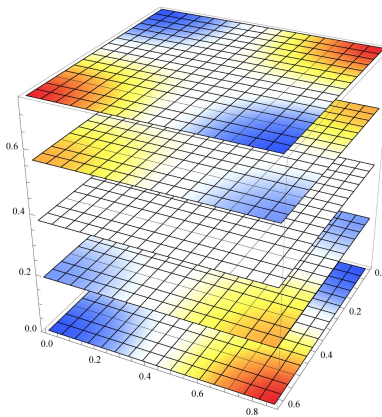
(e) 6. EF, (1,1,0)-Mode, 337 Hz



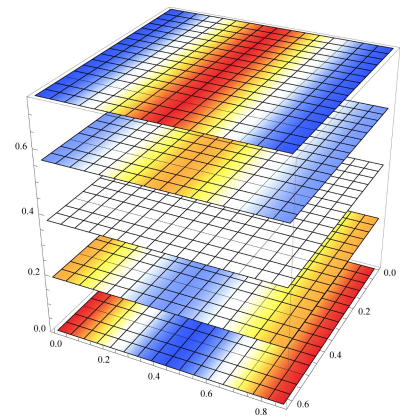
(f) 7. EF, (1,0,1)-Mode, 356 Hz



(g) 8. EF, (0,2,0)-Mode, 391 Hz



(h) 9. EF, (1,1,1)-Mode, 406 Hz



(i) 10. EF, (0,2,1)-Mode, 452 Hz

Abbildung 4.3: Eigenformen des Luftvolumens nach analytischer Lösung

Die Randbedingungen werden als „ideal gelenkig gelagert“ angenommen. Für diese Randbedingungen gilt, dass die Auslenkung sowie die zweite Ableitung der Auslenkung verschwinden:

$$\begin{aligned} w(0, y, t) = 0, \quad w(L_x, y, t) = 0, \quad w(x, 0, t) = 0, \quad w(x, L_y, t) = 0, \\ \frac{\partial^2 w(0, y, t)}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 w(L_x, y, t)}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 w(x, 0, t)}{\partial y^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 w(x, L_y, t)}{\partial y^2} = 0. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Die Randbedingungen werden von folgenden Ansatzfunktionen erfüllt:

$$W_n(x, y) = \sin\left(n_x \pi \frac{x}{L_x}\right) \sin\left(n_y \pi \frac{y}{L_y}\right). \quad (4.22)$$

Darin stellen n_x und n_y die Koeffizienten der Ansatzfunktionen dar und können aus der Menge der natürlichen Zahlen

$$\begin{aligned} n_x &\in [1, 2, \dots, n_{x,\max}] \\ n_y &\in [1, 2, \dots, n_{y,\max}] \end{aligned} \quad (4.23)$$

gewählt werden. Die Anzahl der Ansatzfunktionen entspricht damit dem Produkt aus $n_{x,\max}$ und $n_{y,\max}$. Für die Anzahl von Ansatzfunktionen kann eine Abschätzung über die Biegewellenlänge eines Balkens erfolgen. Nach [45] kann die Biegewellenlänge eines Balkens mit

$$\lambda = \sqrt{\frac{2\pi}{f}} \left(\frac{B}{m'}\right)^{1/4} \quad (4.24)$$

abgeschätzt werden. Die Wellengleichung des Balkens vernachlässigt im Gegensatz zu Gleichung (4.16) die Ableitungen in andere Raumrichtungen. Diese Vernachlässigung unterschätzt die Steifigkeit und überschätzt damit die Wellenlänge. Eine Abschätzung wie in Gleichung (4.9), bei der die Platte wie ein Balken in x- und y-Richtung betrachtet wird, führt auf

$$n_{x,\max} \approx 4,21, \quad n_{y,\max} \approx 6,43 \quad (4.25)$$

und liefert obere Schranken für die Koeffizientengrenzen, die zu 4 für $n_{x,\max}$ bzw. 6 für $n_{y,\max}$ gewählt werden. Die Systemmatrizen als Lösung der Integrale von (4.20) sind im Anhang B.2 angegeben. Die Lösung des Eigenwertproblems ergibt die 24 Eigenfrequenzen:

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_s^T = (38, 77, 114, 141, 153, 217, 231, 241, 279, 307, 344, 347, \dots \\ 418, 423, 434, 456, 488, 521, 549, 564, 611, 691, 726, 868) \text{ Hz.} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Diese stimmen mit den Frequenzen aus der Berechnungsgleichung

$$f_{n_x, n_y} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B'}{\rho h}} \left[\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 \right] \quad (4.27)$$

aus [22] überein.

4.2.3 Modellbildung des gekoppelten Systems

In diesem Abschnitt wird ein Modell des Akustik-Demonstrators mit modalen Ansatzfunktionen in 3 Dimensionen mit den Daten des Versuchsaufbaus aus Tabelle D.2 aufgebaut. Ein Foto des Demonstrators zeigt Abbildung 4.1 auf S. 21. Das Modell mit der Theorie aus Abschnitt 3.2 dient der Veranschaulichung der Wechselwirkungen zwischen Platte und Fluid im Innern des Akustik-Demonstrators. Als Grundlage dient Gleichung (3.13) in einer Druck- und Auslenkungsformulierung.

Die homogenen Differenzialgleichungen (4.4) und (4.20) werden um die Wechselwirkungen und damit Kopplungen erweitert und dadurch zu inhomogenen partiellen Differenzialgleichungen

$$m''\ddot{w} + B'\Delta^2 w = f_{\text{fsi},f}, \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + c_f^2 \nabla^2 p = f_{\text{fsi},s}. \quad (4.29)$$

Darin stellen $f_{\text{fsi},f}$ und $f_{\text{fsi},s}$ die Anregungen des jeweils anderen Teilsystems dar.

Die Kopplung in der Grenzschicht erfolgt wie in den Gleichungen (3.11) und (3.12) dargestellt. Dabei wirkt eine Kraft $f_{\text{fsi},f}$ auf die Struktur, die dem Druck p des Fluids an der Grenzschicht entspricht. Die Wirkung der Struktur auf das Fluid ist komplexer. Auf der Grenzschicht herrscht nach den Gleichungen (3.11) und (3.12) ein Gleichgewicht der Normalengeschwindigkeiten und der Spannungen. Die Beschleunigung der Struktur bewirkt dabei nach Gleichung (C.4) einen Gradienten im Schalldruck des Fluids, der zu einer Veränderung des Schalldrucks führt (siehe auch [61]).

Die Randbedingungen von Fluid und Platte nach Gleichung (4.6) bzw. (4.21) bleiben gleich. Daher werden auch die Ansatzfunktionen nach (4.7) bzw. (4.22) gleich gewählt.

Mit Hilfe des Galerkin-Verfahrens werden die Ansatzfunktionen in die Problemstellung eingesetzt, mit einer Testfunktion, die in diesem Fall die gleiche Gestalt wie die Ansatzfunktion hat, multipliziert, über das Gebiet integriert und zu Null gesetzt. Daraus folgt die Gleichung

$$\begin{bmatrix} m'' \int W_n W_m dA & 0 \\ \rho_F c_f^2 \int P_l W_n dA_{\text{Rand}} & \int P_k P_l dV \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{w}_i \\ \ddot{p}_j \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B' \int \Delta W_n \Delta W_m dx & - \int W_n P_l dA_{\text{Rand}} \\ 0 & c_f^2 \int \nabla P_k \nabla P_l dV \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_i \\ p_j \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (4.30)$$

oder das Eigenwertproblem in allgemeiner Form

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0}. \quad (4.31)$$

Dieses Eigenwertproblem besitzt die Ordnung

$$n_{\text{fsi}} = n_f + n_s = 27 + 24 = 51 \quad (4.32)$$

als Summe der Ordnungen der Teilprobleme von Fluid und Struktur. Die Lösung des Eigenwertproblems ergibt den Eigenfrequenzvektor

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_{\text{ges}}^T = & (0, 41, 76, 113, 141, 152, 196, 216, 227, 231, 241, 275, 278, 301, 306, \dots \\ & 337, 343, 346, 356, 391, 406, 418, 422, 433, 453, 454, 457, 478, 487, 496, \dots \\ & 519, 530, 531, 547, 550, 562, 568, 582, 594, 599, 611, \dots \\ & 625, 659, 674, 691, 711, 712, 726, 738, 812, 868) \text{ Hz}. \end{aligned} \quad (4.33)$$

Nach der numerischen Lösung des Eigenwertproblems gelingt eine kombinierte Darstellung der Lösung

$$[W_n P_k]^T \cdot v_i \quad (4.34)$$

durch das Innenprodukt aus dem Vektor von Ansatzfunktionen $[W_n P_k]$ und den Eigenvektoren v_i . Abbildung 4.4 zeigt eine solche Darstellung für die Frequenz 141 Hz. Darin sind sowohl die Schalldrücke entsprechend der Farbskala in 5 Schichten (in den Höhen $0 L_z$, $0,25 L_z$, $0,5 L_z$, $0,75 L_z$ und $1 L_z$) als auch die Auslenkung der Plattenschwingung abgebildet. Die Auslenkung der Plattenschwingung wurde dabei auf ein Fünftel der Demonstratorhöhe (15 mm) und der Schalldruck auf 1 normiert.

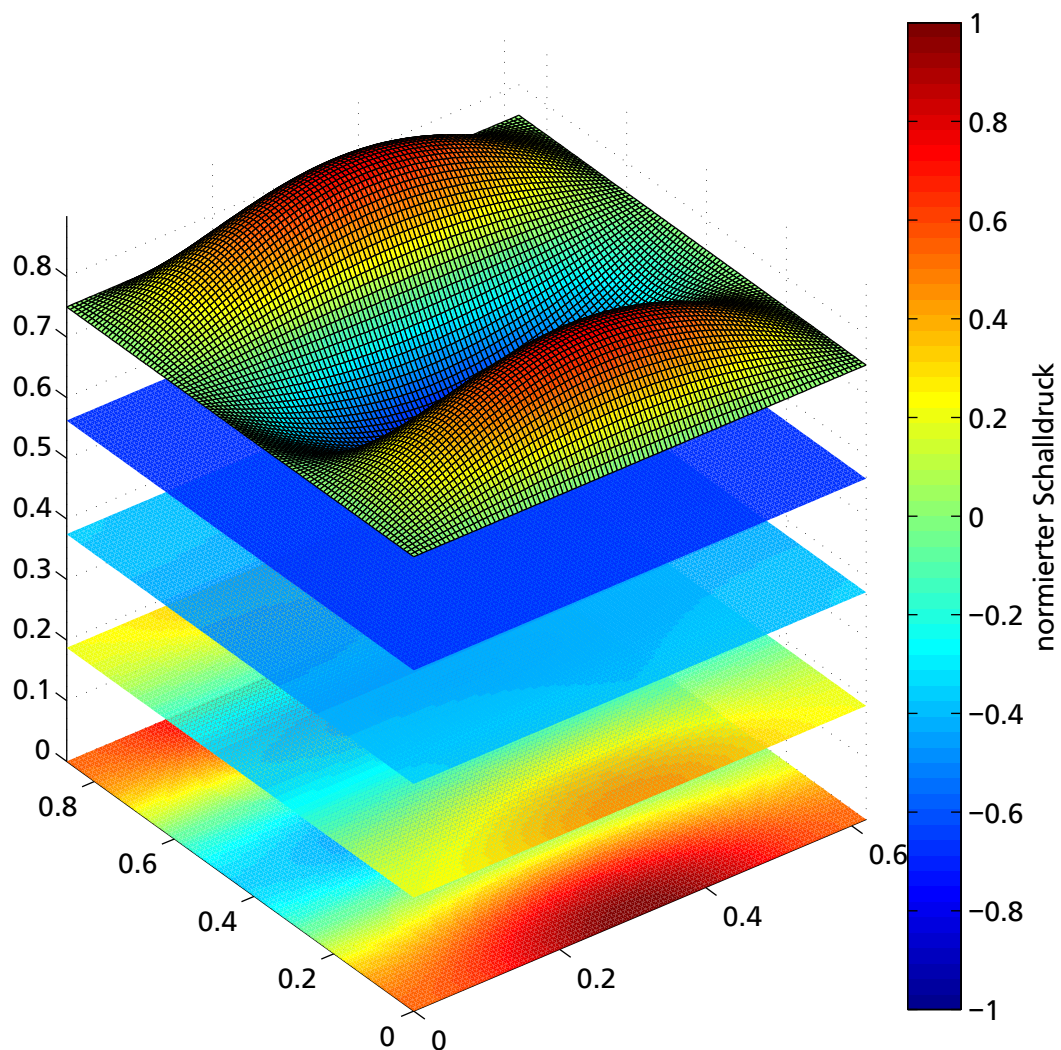


Abbildung 4.4: Schalldrücke und Auslenkungen des gekoppelten Systems bei der Eigenfrequenz mit 141 Hz

4.3 Numerische Modelle

Zur Lösung von Finite-Elemente-Problemen stehen kommerzielle Werkzeuge zur Verfügung. Mit den Daten aus Tabelle D.2 werden die Ergebnisse einer Modalanalyse des Luftvolumens, des Strukturmodells sowie des gekoppelten Modells gezeigt.

4.3.1 Modalanalyse des Fluids

Mit den Geometrie- und Materialdaten aus Tabelle D.2 wird eine Modalanalyse im Frequenzbereich von 0 Hz bis 500 Hz erstellt. Das akustische FE-Gitter besitzt eine Elementgröße von 30 mm und lineare Ansatzfunktionen. Dies ist für eine Simulation bis 500 Hz ausreichend, da die minimale Wellenlänge mehr als dem 20-fachen der Elementgröße entspricht. Die Lösung der Simulationsrechnung ergibt die in Tabelle 4.1 aufgeführten Eigenfrequenzen.

Beispielhaft sind in Abbildung 4.5 die beiden modalen Formen für 227 Hz und 494 Hz dargestellt. Eine rote Färbung entspricht einer Schalldruckerhöhung, eine blaue einer Schalldrucksenkung. Grün bedeutet keine Veränderung. In der linken Abbildung ist zu erkennen, dass sich auf der Oberseite ein ebenes

Tabelle 4.1: Eigenfrequenzen des Luftvolumens in Hz aus der FE-Modalanalyse

| Eigenfrequenz in Hz | 0 | 195 | 227 | 274 | 299 | 337 | 356 |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Anzahl der Knotenlinien in x, y, z | (0,0,0) | (0,1,0) | (0,0,1) | (1,0,0) | (0,1,1) | (1,1,0) | (1,0,1) |

| Eigenfrequenz in Hz | 391 | 406 | 452 | 453 | 477 | 494 | |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--|
| Anzahl der Knotenlinien in x, y, z | (0,2,0) | (1,1,1) | (0,2,1) | (0,0,2) | (1,2,0) | (0,1,2) | |

Druckmaximum ausbildet und auf der Unterseite ein Druckminimum. In der Mitte liegt eine neutrale Zone vor. Nach einer halben Periode werden sich diese Vorgänge umkehren und Druckminimum und -maximum tauschen die Positionen. Die linke Hohlraummode entspricht dabei in Frequenz und Form der im letzten Abschnitt berechneten und unter Abbildung 4.3b gezeigten Hohlraummode. Die in der Abbildung rechte Hohlraummode findet sich auch in der Liste der Eigenfrequenzen (4.14) der analytischen Lösung. Alle Lösungen aus Tabelle 4.1 spinnen in Frequenz und Form mit der analytischen Lösung aus Gleichung (4.14) überein.

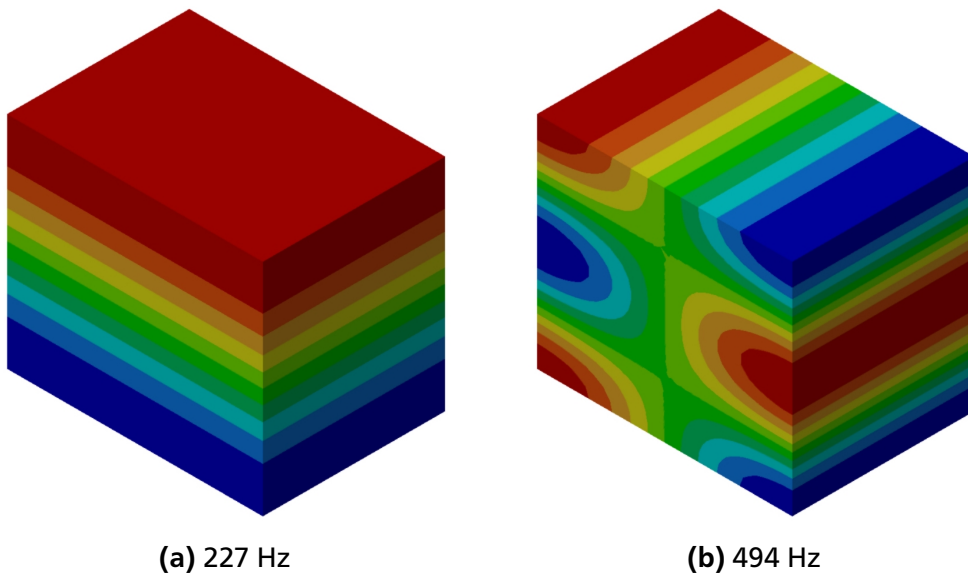


Abbildung 4.5: Beispielhafte Darstellung von 2 Hohlraummoden des numerischen Modells

4.3.2 Modalanalyse der Struktur

Als nächstes wird eine Modalanalyse des Strukturverhaltens durchgeführt. Zur Abschätzung einer realen Einspannung werden die Grenzfälle *ideal gelenkige Lagerung* und *ideal fest eingespannte Lagerung* simuliert. Eine reale Lagerung besitzt eine endliche Translations- und Rotationssteifigkeit. Da vor allem die Rotationssteifigkeit für die Ausbildung der Moden entscheidend ist, wird eine reale Lagerung im Bereich zwischen den Werten der beiden vorgestellten Grenzfälle liegen. Die Simulation einer realen Lagerung kann durch die Einführung von Rotationsfederelementen verbessert werden. Dafür ist zusätzliches Wissen erforderlich.

Das FE-Gitter besitzt aufgrund der höheren Ordnung der partiellen Differenzialgleichung der Struktur im Vergleich zur partiellen Differenzialgleichung des Fluids Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen. Die Elementgrößen sind im Bereich von 8,7 mm bis 8,9 mm und entsprechen damit mindestens dem 30-fachen der mittels Gleichung (4.24) abschätzbaren Biegewellenlänge. Die Parameter aus Tabelle D.2 gelten weiterhin.

Tabelle 4.2: Eigenfrequenzen der Struktur in Hz aus der FE-Modalanalyse

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| gelenkige Lagerung | 38 | 77 | 114 | 141 | 152 | 216 | 231 | 240 | 279 |
| Schwingungsbäuche in x, y | (1,1) | (1,2) | (2,1) | (1,3) | (2,2) | (2,3) | (1,4) | (3,1) | (3,2) |
| feste Einspannung | 72 | 116 | 171 | 189 | 212 | 282 | 290 | 323 | 362 |

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
| gelenkige Lagerung | 306 | 343 | 346 | 417 | 422 | 432 | 456 | 487 | |
| Schwingungsbäuche in x, y | (2,4) | (3,3) | (1,5) | (4,1) | (2,5) | (3,4) | (4,2) | (1,6) | |
| feste Einspannung | 379 | 429 | 417 | 525 | 504 | 524 | 564 | 570 | |

Die Ergebnisse der numerischen Modalanalysen zeigt Tabelle 4.2. Die Frequenzen sind für die gelenkige Lagerung aufsteigend sortiert. Es ist zu erkennen, wie die feste Einspannung durch Versteifung die Eigenfrequenz ansteigen lässt. Bei den Modenformen (1,5) und (4,1) wirkt sich die Einspannung aufgrund des Verhältnisses von Länge zu Breite unterschiedlich aus. Die (1,5)-Mode besitzt 5 Schwingungsbäuche entlang der langen Seite. Dadurch wirkt sich die feste Einspannung weniger versteifend aus als bei den benachbarten Moden – die Reihenfolge der Frequenzen wechselt. Bei der (4,1)-Mode tritt der gegenteilige Effekt auf. Die feste Einspannung wirkt sehr stark versteifend.

Der Vergleich der Ergebnisse der gelenkigen Lagerung in Tabelle 4.2 mit den Ergebnissen der analytischen Lösung in Gleichung (4.26) zeigt, dass alle Eigenfrequenzen mit maximal 3 Schwingungsbäuchen in beiden Richtungen fast identische Frequenzen aufweisen. Die Eigenfrequenzen mit mehr als 3 Schwingungsbäuchen in einer Richtung können vom analytischen Modell nicht ermittelt werden. Dafür müssten weitere Ansatzfunktionen gewählt werden.

Abbildung 4.6 zeigt beispielhaft die Eigenform der festen Einspannung bei der Frequenz 429 Hz. Die 3 Schwingungsbäuche in Längen- und Breitenrichtung sind klar zu erkennen. Am Rand wird der Effekt der festen Einspannung deutlich.

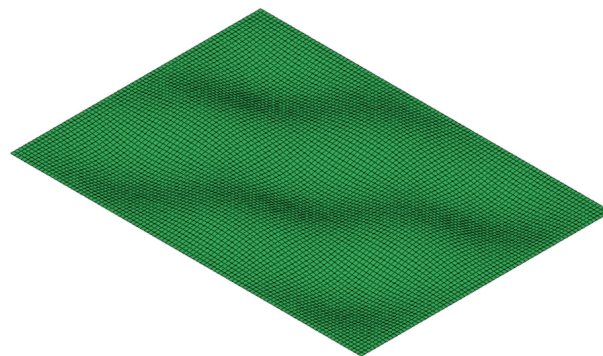


Abbildung 4.6: Beispielhafte Strukturmode bei 429 Hz mit fester Einspannung

4.3.3 Modalanalyse des gekoppelten Systems

Eine gekoppelte Simulation kann durchgeführt werden, indem die Ergebnisse der beiden Teilmodelle Fluid und Struktur miteinander verknüpft und als Gesamtsystem gelöst werden.

Die Eigenfrequenzen des Gesamtsystems sind in Tabelle 4.3 angegeben. Sie entsprechen den Frequenzen in Gleichung (4.33). Wie in Abschnitt 4.1 erwähnt, addieren sich die beiden Systemordnungen – die Anzahl der Eigenfrequenzen des gekoppelten Modells entspricht damit der Summe der Anzahl der beiden Teilsysteme. Jeder Frequenz in Tabelle 4.3 kann mit wenig Abweichung eine ursprüngliche Frequenz aus Tabelle 4.1 oder 4.2 zugeordnet werden. Dies spricht dafür, dass die Kopplung nicht besonders

stark ausgeprägt ist. Sowohl Fluid als auch Struktur behalten im Wesentlichen ihr ursprüngliches (Eigen-)Verhalten bei. Resonanzphänomene können daher auf jeweils eines der beiden Teilsysteme zurückgeführt werden.

Tabelle 4.3: Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems in Hz aus der FE-Modalanalyse

| | | | | | | | | | | |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Frequenz in Hz | 41 | 76 | 113 | 140 | 152 | 196 | 216 | 227 | 231 | 241 |
| Frequenz in Hz | 275 | 278 | 301 | 306 | 337 | 342 | 346 | 356 | 391 | 406 |
| Frequenz in Hz | 418 | 421 | 432 | 453 | 454 | 456 | 478 | 486 | 495 | |

4.3.4 Übertragungsfunktion des Gesamtsystemmodells

Die vorliegenden Modellierungen lassen eine erste Einschätzung des Verhaltens des gekoppelten vibroakustischen Systems zu. Mit den Eigenfrequenzen und den zugehörigen -formen können Einschätzungen über das Verhalten auf der Struktur und im Innern des Demonstrators getroffen werden. Die bisherigen Modellierungen erlauben allerdings keine Aussagen zum schallabstrahlenden Verhalten. Manche Eigenfrequenzen der modalen Lösung können mit ihren zugehörigen Eigenformen eine sehr hohe akustische Relevanz haben, andere eine vernachlässigbare. Die Übertragungsfunktion zwischen einer Kraftanregung und einem Schalldruck an einem einzelnen Punkt oder einer Schalleistung als globales Maß wird im Folgenden im Frequenzbereich bestimmt. Die numerischen FE-Modelle werden erweitert, um die Übertragungsfunktion zwischen Strukturanregung und Luftschallimmission direkt berechnen zu können. Relevante und nicht relevante Eigenfrequenzen können so identifiziert werden. Diese Übertragungsfunktionen können direkt oder in Folge einer Kraftanregung berechnet werden. Für eine weitere Betrachtung ist dabei zu berücksichtigen, dass das FE-Programm eine direkte Kraftanregung vorsieht. Bei Anregung mittels einer rechteckigen Piezokeramik entspricht die Anregung einer Linienmomentanregung. Dies hat allerdings für das Verständnis der Abstrahlungscharakteristik keine weitere Bedeutung. Im Folgenden sind die Ergebnisse für Simulationen bis zur Frequenzgrenze von 500 Hz dargestellt. Eine Simulation des Berechnungsmodells wird mit einer Frequenzschrittweite von 1 Hz und den Daten aus dem experimentellen Messaufbau (Tabelle D.3) durchgeführt. Dabei wird stets mit einer Kraft von 1 N angeregt. Der entstehende Schalldruck entspricht daher der Amplitude der Übertragungsfunktion.

Berechnungsergebnisse

Mit den gekoppelten Finite-Elemente-Gittern, die mit einer künstlichen Dämpfungsschicht (AML-Layer) versehen wurden, können Übertragungsfunktionen berechnet werden. Abbildung 4.7 zeigt den Schalldruck am Mikrophonpunkt. Die Kraftanregung von 1 N erfolgt an der Schwingerregerposition.

In der Abbildung sind einige klar ausgeprägte Frequenzen zu erkennen. Die Frequenzen 41 Hz, 141 Hz, 227 Hz, 242 Hz, 343 Hz und 347 Hz sind aus der gekoppelten Modalanalyse des analytischen oder numerischen Modells bereits bekannt. Allerdings haben die Frequenzen unterschiedliche Ursprünge. Die Frequenzen 41 Hz, 141 Hz, 242 Hz, 343 Hz und 347 Hz liegen in der Nähe von Eigenfrequenzen der Struktur. Alle entsprechen sie Strukturmoden mit einer ungeraden Anzahl an Schwingungsbäuchen in x - und y -Richtung. Die Frequenz 227 Hz hat ihren Ursprung im Fluid, wie in Abbildung 4.5 gezeigt ist. Diese Eigenfrequenz kann offensichtlich die oben angrenzende Platte sehr stark zu Schwingungen anregen und bewirkt einen hohen Schalldruckpegel am Mikrophon.

Während der erzeugte Schalldruckpegel der ersten genannten Frequenzen durch eine aktive oder passive Dämpfung der Struktur bei diesen Frequenzen beruhigt werden könnte, wird dies bei der Frequenz von 227 Hz kaum gelingen. Dafür müsste das Luftvolumen bei dieser Frequenz beruhigt werden.

Bei dieser lokalen Betrachtung ist darauf hinzuweisen, dass das abgebildete Verhalten nur für die Mikrophonposition aus Tabelle D.3 gültig ist. Ein anders positioniertes Mikrophon würde vermutlich eine

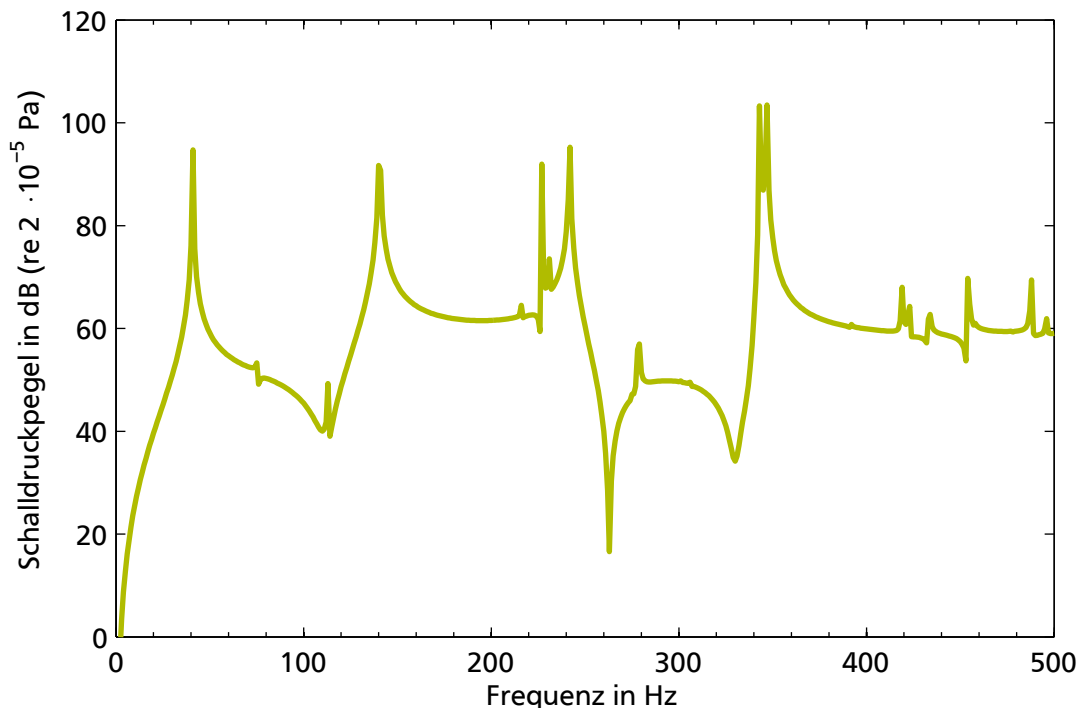


Abbildung 4.7: Lokaler Schalldruck am Mikrofonpunkt

andere spektrale Zusammensetzung messen – ausgeprägte Amplituden wären auch an den Frequenzen vorher bestimmter Eigenfrequenzen, aber möglicherweise völlig anders ausgeprägt.

Aus diesem Grund ist es zusätzlich sinnvoll, die gesamte abgestrahlte Schallleistung (Real- und Imaginäranteil) zu betrachten. Abbildung 4.8 zeigt die durch die Kraftanregung erzeugte Schallleistung. Dabei wird vor allem im Unterschied zur Abbildung 4.7 deutlich, wie sich globale und lokale Betrachtung verändern können. Während bei der Struktureigenfrequenz von 77 Hz global gesehen eine erhebliche akustische Schallleistung erzeugt wird, tritt diese an der für die Darstellung in Abbildung 4.7 gewählten Mikrofonposition kaum in Erscheinung. Weiter zeigt die Abbildung der Schallleistung, dass sich bei gleicher Anregung bei den Eigenfrequenzen von Struktur oder Fluid ähnlich starke Schallleistungen ergeben.

Abbildung 4.9 zeigt die Schalldruckverteilung bei 2 unterschiedlichen Frequenzen. In Abbildung 4.9a ist bei der Frequenz 301 Hz die (0,1,1)-Fluidmode gut zu erkennen. Dennoch kommt es nach Abbildung 4.7 in diesem Bereich zu keiner wesentlichen Schallabstrahlung. Dies ist auch in der grafischen Visualisierung der Schalldruckverteilung klar zu erkennen. Grün entspricht dem atmosphärischen Normaldruck. Abbildung 4.9b bei der Frequenz 351 Hz zeigt auch die Verteilung des Schalldrucks. Obwohl diese Frequenz nicht eindeutig wie eine ursprüngliche Struktur- oder Fluidmode zu erkennen ist, erzeugt das System bei dieser Frequenz nach Abbildung 4.7 eine sehr stark erhöhte Schallabstrahlung. Dies liegt an der Überlagerung zweier unterschiedlicher Moden zu einem gemeinsamen Verhalten.

4.4 Experimentelle Modelle

Die Möglichkeit, Untersuchungen an einem Prüfstand als Abbild der Realität durchzuführen, wird als experimentelle Modellbildung bezeichnet. Ziel einer experimentellen Modellbildung im vibroakustischen Kontext ist die Ermittlung der Übertragungsfunktion in Form von modalen Parametern oder Frequenzgängen.

Dafür müssen experimentelle Daten für das Eingangs- und Ausgangsverhalten bestimmt werden. Eine übliche Variante ist die Ermittlung und Aufnahme von Zeitsignalen als Messdaten mit Hilfe eines Echtzeit-

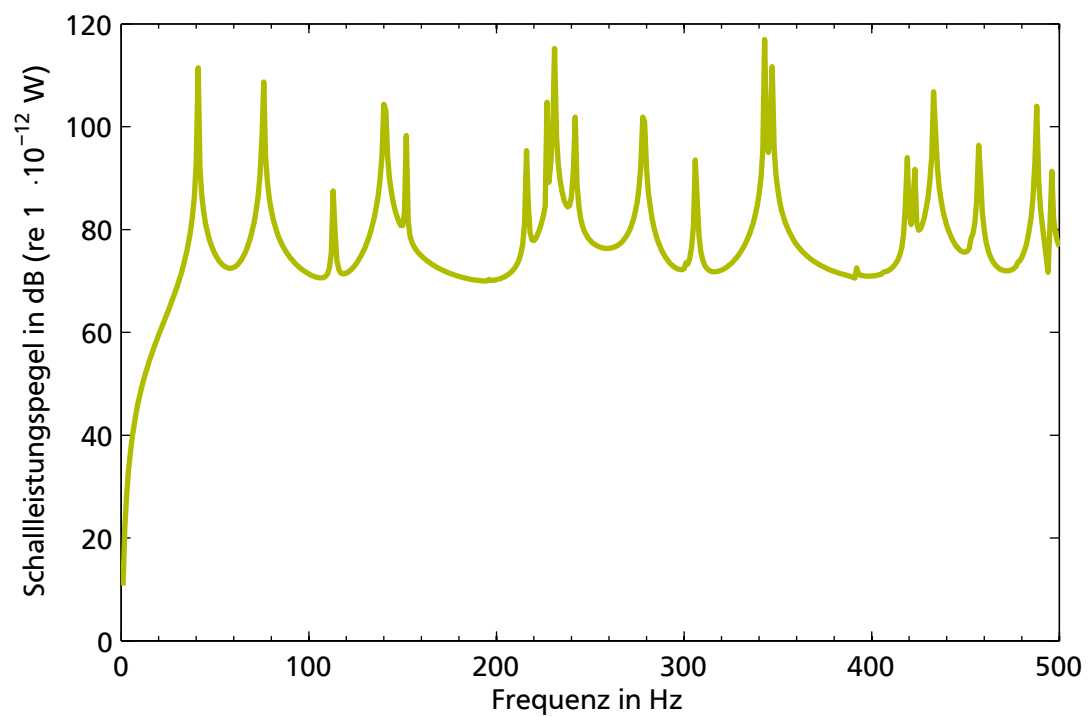
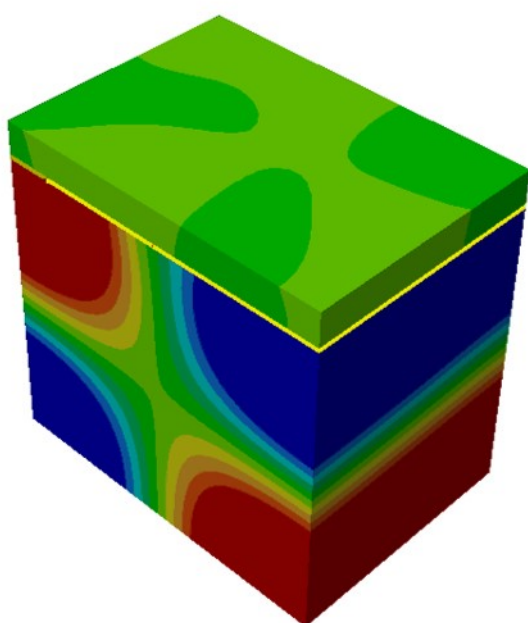
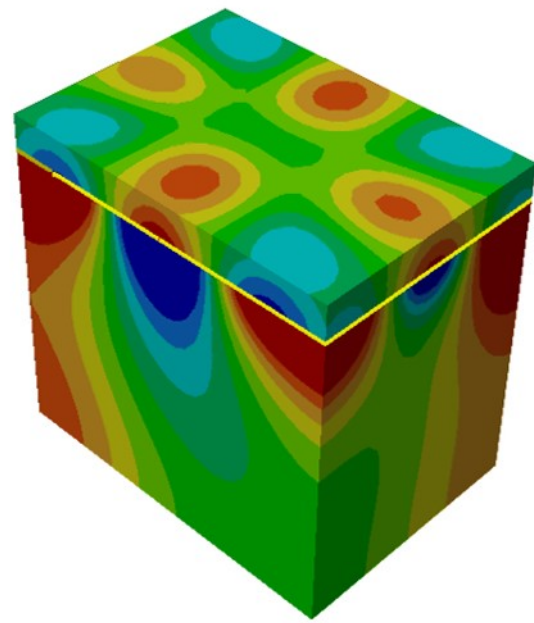


Abbildung 4.8: Akustische Schallleistung des gekoppelten Systems durch Kraftanregung



(a) 301 Hz



(b) 351 Hz

Abbildung 4.9: Schalldruckverteilung des angeregten, gekoppelten Systems bei 2 unterschiedlichen Frequenzen

systems, wie z. B. dSpace. Dieses System wird auch hier eingesetzt. Anregungssignale und Antwortsignale werden gleichzeitig gemessen und aufgenommen. Mit dem Echtzeitsystem können sämtliche Vorgänge von einem zentralen System gestartet, protokolliert und beendet werden.

Die numerischen Übertragungsmodelle in Form von Schalldruck- und Schallleistungspegeln (Abbildungen 4.7 und 4.8) betrachten den Weg von der Kraftanregung hin zu einem Schalldruck an einem Mikrofonpunkt oder einer Schallleistung. Im Experiment besteht das zu überprüfende System allerdings nicht nur aus Fluid und Struktur, sondern auch aus aktorischen und sensorischen Komponenten. Für das reale Verhalten vom Anregungssignal bis zum Schalldruck sind diese Komponenten systemtechnisch wirksam und ihr Verhalten muss mitberücksichtigt werden. Interessiert nur die reine Übertragung von Kraft nach Schalldruck, muss direkt an der Krafteinleitungsstelle die Kraft sensorisch gemessen werden. Die Übertragungsfunktion dieser Komponenten wird im Frequenzbereich bestimmt. Dafür stehen Systemidentifikationswerkzeuge zur Verfügung. Für spätere regelungstechnische Aspekte kommt der Laufzeit des Signals zwischen Anregung und Wirkung – zwischen Kraft und Schalldruck – eine entscheidende Bedeutung zu. Die Laufzeit kann über die Schallgeschwindigkeit und die Entfernung abgeschätzt werden. Jedoch erzeugen auch vorhandene Verstärker o. Ä. teilweise eine – wenn auch kurze – Verzögerung.

Die Berücksichtigung einer Laufzeit und damit aus regelungstechnischer Sicht einer Totzeit kann mit diskreten Systemmodellen in der z -Ebene leichter erfolgen als mit der Laplace-Transformation in der s -Ebene. Die Laufzeit kann als Vielfaches der Abtastzeit abgebildet werden. Daher werden im Folgenden stets diskrete Systemmodelle erzeugt.

Abbildung 4.10 zeigt die identifizierte Übertragungsfunktion zwischen der Kraft an der Schwingerregerposition und dem Schalldruck am Mikrofonpunkt im Bereich von 0 Hz bis 500 Hz in Blau. In dünnem Orange ist die Übertragungsfunktion des numerischen Modells aus Abbildung 4.7 hinzugefügt. Für die gemeinsame Darstellung werden Korrekturen für die Referenzwerte von Kraft, Schalldruck und Verstärkungsfaktoren der Sensoren durchgeführt. In Abbildung 4.10 sind bei 60 Hz und 160 Hz ausgeprägte Spitzen in der Übertragungsfunktion des experimentellen Modells zu erkennen. Der 60-Hz-Peak liegt laut Tabelle 4.2 mit der Frequenz zwischen der gelenkigen und der fest eingespannten (1,1)-Mode der Struktur. Hier handelt es sich um eine starke Anregung der (1,1)-Mode, die zu einem hohen Schalldruck am Mikrofon führt. In Abbildung 4.10 ist eine Unterschätzung der Eigenfrequenzen im numerischen Modell zu erkennen. Dies liegt an der erwähnten Mischlagerung. Die Abbildung im numerischen Modell als gelenkige Lagerung unterschätzt die Rotationssteifigkeiten und damit auch die Eigenfrequenzen.

Zusätzlich ist zu erkennen, dass die Resonanzspitzen des experimentellen Modells breiter sind. Dies liegt daran, dass im numerischen Modell in Blau keine Dämpfung modelliert ist, im experimentellen Modell prinzipbedingt Dämpfung vorhanden ist. Mit den experimentell ermittelten Daten wird ein Model-Update durchgeführt. Wird die Lagerung der schallabstrahlenden Platte um Rotationssteifigkeiten und -dämpfungen erweitert, kann die numerische Übertragungsfunktion der experimentellen angenähert werden. Dafür werden in der Simulation je ein Parameter für die Rotationssteifigkeit und -dämpfung eingeführt und variiert. Die Zielgrößen stellen der Betrag der ersten Eigenfrequenz sowie die Amplitude bei dieser dar. Das Ergebnis des Model-Updates ist in Abbildung 4.10 als strichpunktierte, orangene Kurve dargestellt. Es wird deutlich, dass sowohl Rotationssteifigkeit als auch -dämpfung zur korrekten Simulation des Akustik-Demonstrators erforderlich sind.

4.5 Vergleich der drei Modellierungen

Im nächsten Schritt werden die 3 Modellierungsarten – analytisch, numerisch und experimentell – miteinander verglichen. Dabei zeigt sich, dass jede Variante Vor- und Nachteile besitzt.

Die analytische Methode führt auf sehr kompakte Eigenwertprobleme und liefert mit den Eigenvektoren große Beiträge zum Verständnis der vibroakustischen Kopplung. Dabei müssen die Ansatzfunktionen so gewählt werden, dass alle relevanten Eigenformen im interessierenden Frequenzbereich abgebildet werden.

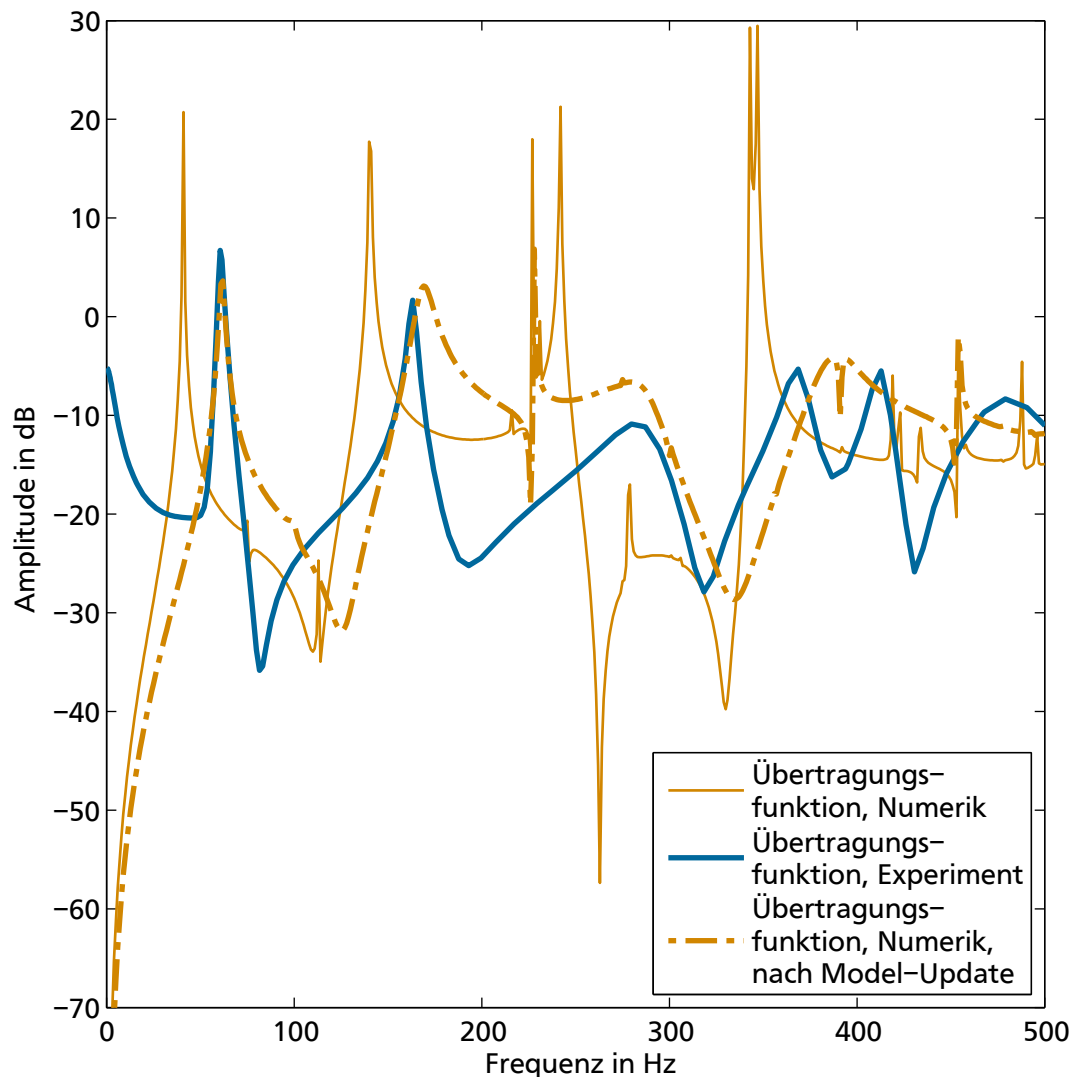


Abbildung 4.10: Übertragungsfunktion zwischen Kraftanregung und Schalldruck am Mikrofon

Die numerische Methode lässt beliebige Geometrien zu und mit heutigen Rechenkapazitäten können sehr schnell sehr komplexe Übertragungswege modelliert werden. Eine realistische a-priori-Betrachtung von Dämpfungen, die gerade bei akustischen Problemen eine entscheidende Rolle spielen, ist allerdings schwierig. In diesem Fall beispielsweise die Lagersteifigkeit richtig abzuschätzen ist ohne experimentelle Daten unmöglich.

Eine Messung an einem realen Prüfstand liefert die präzisesten Daten von genau diesem einen Prüfstand. Veränderungen am Prüfstand lassen sich daher nicht vorhersagen. Für eine virtuelle Produktentwicklung sind daher stets gute numerische Modelle sinnvoll, die mit experimentellen Daten über ein Model-Update abgeglichen wurden.

4.6 Bewertung der Wirksamkeit aktiver Eingriffe

Die Bewertung eines aktiven Eingriffs oder der Vergleich zwischen einer passiven und einer aktiven Struktur ist erforderlich, um Aussagen über eine Wirksamkeit treffen zu können. Dafür ist eine Vielzahl von Bewertungsmaßen geeignet. In der Optimierung werden solche Bewertungsmaße als Zielfunktion bezeichnet und sollen minimiert werden.

4.6.1 Bewertungskriterien aktiver Systeme

Wie in Abschnitt 3.3 erwähnt, stellen aktive, akustische Systeme Mehrfeldprobleme dar. Das bedeutet, für die Bewertung dieser Systeme können die Größen der unterschiedlichen Domänen herangezogen werden. Um abschätzen zu können, wie die Bewertungsmaße verändert werden können, muss eine Ursache-Wirkungs-Beziehung wie in Gleichung (3.19) aufgestellt werden. Eine Berücksichtigung der entscheidenden Auswirkungen ist für eine sinnvolle Bewertung wichtig. Dies wurde zu Beginn des Kapitels mit Gleichung (4.1) bereits eingeführt. Anhand der Klassifikation aus Abschnitt 4.1 können verschiedene Bereiche identifiziert werden, für die eine Zielfunktion definiert werden kann. Gleichzeitig werden grundsätzliche Maßnahmen zur Veränderung dieser Zielfunktionen aufgezeigt.

Anregungen – Zielfunktionen bezogen auf die Anregung

Anregungen werden meist als gegeben angenommen und daher selten als Einflussgröße wahrgenommen. Dennoch ist es grundsätzlich sinnvoll, zuerst eine Bewertung der Anregung vorzunehmen. In der Maschinenakustik spielt nur die Anregung von bewegten Komponenten auf schallabstrahlende Strukturen eine Rolle. Eine Anregung aus dem Luftschall heraus ist aufgrund der niedrigeren Leistungsdichten in der Luft fast immer vernachlässigbar. Eine Ausnahme sind gekapselte Luftvolumen wie beim vorgestellten Akustik-Demonstrator.

Es ist vorstellbar, dass sich viele weitere Betrachtungen oder Mühen zur akustischen Verbesserung von technischen Strukturen erübrigen, wenn es gelingt, die Anregungen zu reduzieren. Zuerst sollte daher immer geprüft werden, ob es nicht auch möglich ist, die Krafteinleitung entscheidend zu reduzieren. Dies kann bei rotierenden Maschinen beispielsweise durch ein besseres Auswuchten oder bei Mobilitätsanwendungen u. a. durch aktive Lager erfolgen.

Zielfunktionen und Bewertungsmaße für die Anregung bei linearer Systembetrachtung entsprechen Amplituden- und Leistungsspektren von Kräften oder Wegen und weiteren aus der Signalverarbeitung bekannten Maßen.

Aktive Struktursysteme – Zielfunktionen bezogen auf das strukturdynamische Verhalten

Die Bewertung von Strukturen erfolgt durch Strukturantworten wie Auslenkungen oder Geschwindigkeiten. Es kann zwischen Problemen wie der Körperschallleitung (siehe z. B. [27]) und Betrachtungen von für die Schallabstrahlung relevanten Körperschallschnellen (siehe z. B. [10]) unterschieden werden. Das Verfahren AVC⁸ betrachtet als Zielgröße die Vibration einer schwingenden Struktur und lässt sich daher in diese Kategorie einsortieren.

Für das akustische Verhalten entscheidend sind die Geschwindigkeiten normal zur Oberfläche einer schallabstrahlenden Struktur. Dies wird bei der Betrachtung des Kräftegleichgewichts auf der Oberfläche nach Gleichung (C.7) klar. Geschwindigkeiten auf der Oberfläche sorgen für einen Druck im Fluid. Entscheidend für die Schallabstrahlung ist allerdings, ob diese Drücke lokale Phänomene sind oder eine Schallabstrahlung ins Fernfeld entsteht. Eine Aussage über die Schallabstrahlung ins Fernfeld ist mit dem Wissen über Körperschallschnelleamplituden nicht ohne Weiteres möglich. Das mittlere Quadrat der normalen Körperschallschnelle

$$\overline{v_n^2} = \frac{1}{S} \int_S v_n^2 dS \quad (4.35)$$

auf der Oberfläche S ist in Anlehnung an die maschinenakustische Grundleistung ein Maß für eine Zielfunktion zur Bewertung der Struktur. Es wird zur besseren Vergleichbarkeit auch in Pegelschreibweise verwendet.

⁸ AVC – Active Vibration Control

Luftschall – Zielfunktionen bezogen auf das Schallfeld

Bei der Betrachtung des Luftschalls und daraus abgeleiteter Zielfunktionen sollte zunächst zwischen Innenraumproblem und Außenraumproblem unterschieden werden. Bei Innenraumproblemen wie beispielsweise einer Fahrerkabine eines Traktors ist die Lärmbelastung meist nur an einzelnen oder wenigen Stellen kritisch – beispielsweise sollte an den beiden Fahrerohren des Maschinenbedieners eine möglichst geringe Lärmbelastung vorliegen. Die Zielfunktion setzt sich damit aus einem oder mehreren lokalen Schalldruckpegeln zusammen.

In einem Innenraum kann daher ANC⁹ als Maßnahme zur Beeinflussung des Luftschalls eingesetzt werden. Dafür erzeugen zusätzliche Lautsprecher zusätzliche Geräusche und damit einen zusätzlichen Energieeintrag in das Luftschallfeld. Durch die Ausnutzung von destruktiver Interferenz mittels Algorithmen, Sensorik und Aktorik kann es dennoch lokal – beispielsweise an den beiden Ohren des Fahrers eines Fahrzeugs – zu einer deutlichen Verminderung der Schalldruckpegel kommen und damit zu einer Verringerung der menschlichen Belastung führen.

Eine weitere Maßnahme stellen Helmholtzresonatoren dar. Sie wirken wie akustische Tilger und beeinflussen die Eigendynamik des akustischen Systems. Durch eine Veränderung von Hohlraum- oder Halsgeometrie können sie auch adaptiv ausgeführt werden (siehe z. B. [32]).

Zur Beschreibung von Innenräumen gibt es viele weitere als Zielfunktion geeignete Größen wie beispielsweise die Stärke G oder die Nachhallzeit T . Diese sind in [53] genormt. Als passive Möglichkeit ist es bei Innenraumproblemen meist sinnvoll, zuerst die Wanddämpfung zu erhöhen und damit sowohl die Nachhallzeit T als auch die Stärke G des Innenraumes zu reduzieren. Außerdem sollte wie bei strukturdynamischen Fragestellungen die Möglichkeit geprüft werden, ob Anregungsfrequenzen und Hohlraumresonanzen einen ausreichenden Abstand im Frequenzbereich voneinander haben.

Bei Außenraum- oder Abstrahlproblemen entsteht der Schall an einer abstrahlenden Grenzschicht („Systemgrenze“ zwischen Fluid und Struktur) durch Oberflächenbiegewellen einer schallabstrahlenden Struktur. Eine Bewertung des Schalles kann durch die Größen Schalldruck p , Schallintensität I oder Schallleistung P erfolgen oder aus den daraus ableitbaren Größen der Psychoakustik wie der Lautheit N . Ein Eingriff zur Veränderung dieser Größen ist dabei in allen bisher genannten Punkten – Anregung, abgeschlossene Kavitäten, Struktureigenschaften und Raumeigenschaften – möglich.

Vibroakustik – Zielfunktionen bezogen auf die schallabstrahlenden Oberflächen

Werden die Auswirkungen im Luftschall mit Veränderungen des Strukturverhaltens verknüpft, entstehen Zielfunktionen, die auf die schallabstrahlende Oberfläche bezogen sind. In diese Klasse fällt der Vertreter ASAC¹⁰. Dabei wird das Schwingungsverhalten der Struktur im Hinblick auf eine Veränderung des akustischen Verhaltens beeinflusst.

Dafür erfolgen entweder Kraft-, Momenten- oder Fußpunkteingriffe direkt in die schallabstrahlende Oberfläche oder es erfolgen Maßnahmen zur Reduktion des Körperschallresultats auf der schallabstrahlenden Oberfläche. Dieser Eingriff erfolgt wie in Abbildung 4.11 als Blockschaltbild dargestellt. Eine Anregung führt zu einer Reaktion der Struktur über den sog. Primärpfad, die zu einer Schallabstrahlung führt. Die Schallabstrahlung wird mittels eines Algorithmus bewertet und daraus werden Maßnahmen für einen aktiven Eingriff in die Struktur abgeleitet. Der Eingriff in die Struktur erfolgt über den Sekundärpfad. Bei richtiger Auslegung des Systems reduzieren die Maßnahmen das betrachtete Bewertungsmaß wie z. B. den Schalldruck oder die Schallleistung.

Dieses Prinzip kann mit beliebigen Algorithmen der Regelungstechnik kombiniert werden. Es wird zwischen Primärpfad (von der ursprünglichen Anregung bis zur akustischen Senke) und Sekundärpfad (vom aktiven Eingriff bis zur akustischen Senke) unterschieden. Das Streckenverhalten des Sekundärpfads zwischen aktivem Eingriff und Luftschall wird häufig mittels adaptiver Filter geschätzt. Eine Umsetzung eines aktiven Eingriffs dieser Form erfolgt in Kapitel 6.

⁹ ANC – Active Noise Control, häufig auch als „Antischall“ bezeichnet

¹⁰ ASAC – Active Structural Acoustic Control

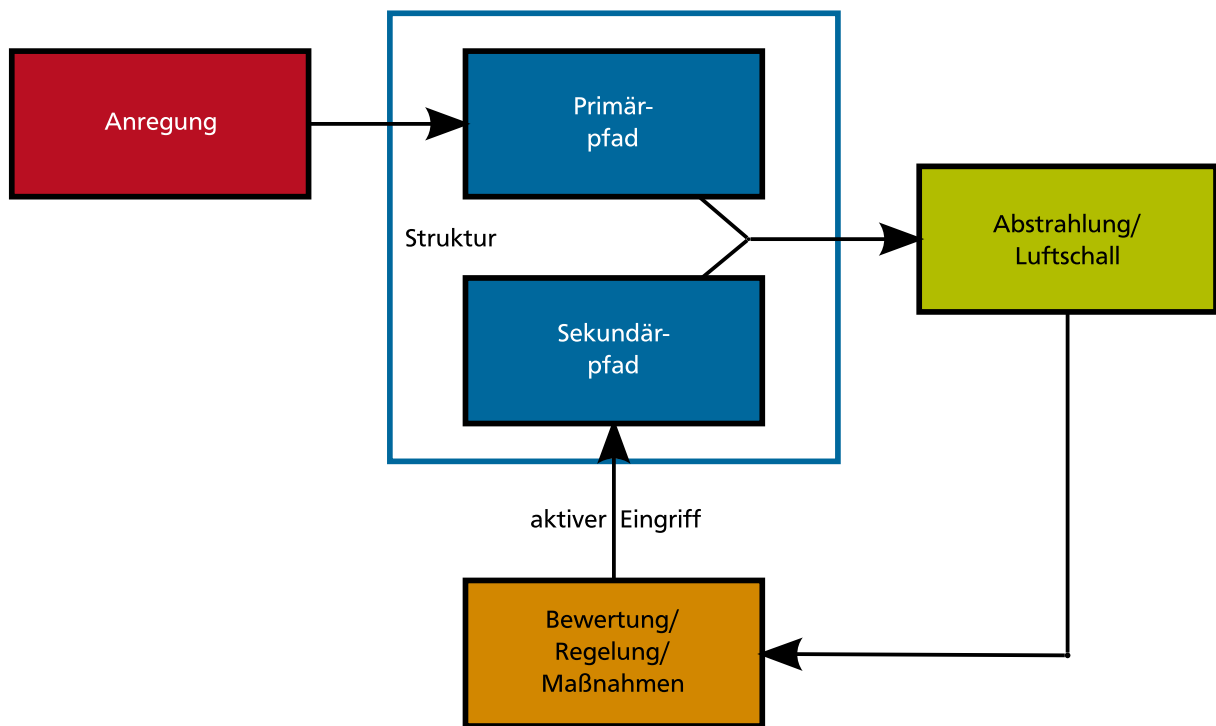


Abbildung 4.11: Ablauf von ASAC als Blockschaltbild

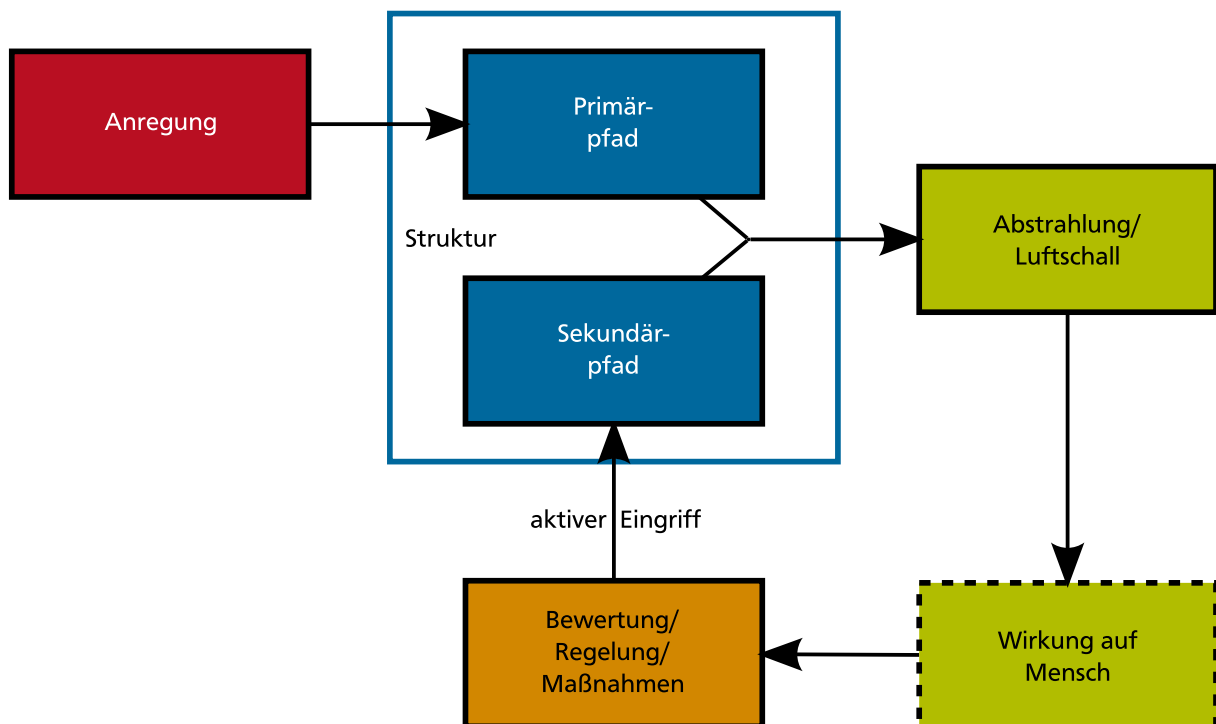


Abbildung 4.12: Ablauf der Bewertung der Wirkung auf den Menschen als Blockschaltbild

Immission – Zielfunktionen bezogen auf den Menschen

In der Regel spielt Lärm nur dann eine Rolle, wenn Menschen betroffen sind. Dann sollte eine Betrachtung die Immission beim Menschen als Empfänger berücksichtigen. Immission bedeutet Schalleinfall. Der Schall wird am Wirkort des Empfängers betrachtet. Der Mensch oder die Wirkung auf den Menschen wird in dem Blockschaltbild in Abbildung 4.12 eingeführt. Eine Bewertung sollte nicht durch reale Menschen erfolgen, sondern die Bewertungsmaßstäbe des Menschen sollen im aktiven System algorithmisch abgebildet werden, um den Menschen bestmöglich zu entlasten. Dafür dienen die in Abschnitt 3.4 vorgestellten Maße. Der Block mit der Wirkung auf den Menschen ist daher im Diagramm gestrichelt dargestellt.

Besondere Bedeutung haben im Folgenden die A-Bewertung, der Transferpfad des Außen- und Mittelohrs, die Lautheit sowie die Rauigkeit. Für eine sinnvolle Regelung muss daher ein Modell für die Schallausbreitung sowie die Wirkung des Schalls am Immissionsort vorliegen.

Alle im folgenden Kapitel vorgestellten Maßnahmen haben ihren Ursprung in dieser auf die Immission bezogenen Bewertung. Stets wird die Wirkung auf den Menschen als Basis für den Algorithmus gewählt.

5 Entwurf von Maßnahmen zur psychoakustisch motivierten aktiven Strukturbeeinflussung

Nach den in Kapitel 4 vorgestellten Modellen werden Möglichkeiten zur psychoakustisch motivierten aktiven Strukturbeeinflussung gezeigt. Dabei werden 2 Ansätze zur Veränderung der Geräuschwirkung auf den Menschen verfolgt. Zum einen werden bestehende Regelungs- und Filterverfahren um psychoakustisch motivierte Gewichtungen (Abschnitt 5.1) ergänzt. Das Ziel ist eine an das Gehör angepasste Reduktion des Schalldruckpegels. Zum anderen (Abschnitt 5.2) werden mittels aktiven Eingriffs zusätzliche Geräusche erzeugt, um vorhandene Geräusche weniger störend erscheinen zu lassen.

5.1 Psychoakustisch motivierte Regelungs- und Filterverfahren

In diesem Abschnitt werden Maßnahmen aufgezeigt, um die Belastung des Gehörs durch abgestrahlten Schall zu reduzieren. Dabei werden FxLMS-Verfahren um einzelne Aspekte des menschlichen Hörens erweitert. Dafür wird zunächst ein FxLMS-Algorithmus erläutert. Anschließend werden eine Frequenzgewichtung nach der A-Bewertung und eine Gewichtung entsprechend der Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr für das Fehlersignal durchgeführt. Anschließend werden die Kern- und Flankenerregungen betrachtet, um schließlich die spezifische Lautheit berücksichtigen zu können. In Anlehnung an die Berechnung der Lautheit (Blockschaltbild in Abbildung 3.3) erfolgt eine stufenweise Einbeziehung der einzelnen Blöcke des Blockschaltbilds und damit der Wirkungsweise des menschlichen Hörens.

5.1.1 FxLMS-Algorithmus

Der FxLMS-Algorithmus ist ein adaptives Filter. Er basiert auf dem *Least-Mean-Square*-Filter (LMS-Filter) und kann sich einer verändernden Umgebung anpassen. Zunächst wird das LMS-Filter nach [35] vorgestellt.

Adaptives LMS-Filter

LMS-Filter eignen sich zur Ermittlung der Übertragungsfunktion von Systemen, der sogenannten Systemidentifikation. Sie stellen diskrete Filter aus der Kategorie der adaptiven Filter dar.

Aufgrund der diskreten Beschreibung können sie Laufzeiten zwischen Ein- und Ausgang abbilden und sind damit für die Beschreibung der Übertragungsfunktionen von vibroakustischen Systemen geeignet.

Das Prinzipschaltbild des LMS-Filters ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Der Ausgang $d(n)$ eines Systems, dessen Übertragungsfunktion $H(z)$ ¹¹ geschätzt werden soll, wird zu jedem Abtastschritt n mit dem geschätzten Ausgang $y(n)$ des digitalen Filters $W(z)$ verglichen. Der verbleibende Fehler $e(n)$ wird in das LMS-Filter zurückgeführt und bewirkt eine Adaption der N Filterkoeffizienten $\mathbf{w}(n)$. Die Anregung $x(n)$ muss in dem Frequenzbereich erfolgen, von dem die Übertragungsfunktion des Systems bestimmt werden soll. Im Anregungsvektor $\mathbf{x}(n)$ mit der Länge N der Filterordnung befinden sich die aktuelle Anregung $x(n)$ sowie die $N - 1$ vergangenen Anregungen. Die Update-Gleichung des Filters

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) + \frac{\mu'}{\mathbf{x}^T(n)\mathbf{x}(n)} e(n)\mathbf{x}(n) \quad (5.1)$$

¹¹ Aufgrund des diskreten Charakters dieser Filter findet die z-Transformation Anwendung.

benutzt eine Adaptionsschrittweite μ' . Die Adaptionsschrittweite μ' entspricht dabei einer Gewichtung zwischen neuer und alter Information. Eine große Adaptionsschrittweite ist gleichzusetzen mit einem schnellen Vergessen der vergangenen Filterwerte $\mathbf{w}(n)$. Je größer die Schrittweite gewählt wird, desto schneller konvergiert der Adaptionsalgorithmus gegen die Übertragungsfunktion $H(z)$ des Systems, jedoch steigt die Störempfindlichkeit sowie die Wahrscheinlichkeit der Instabilität. In der Praxis wird μ' deutlich kleiner als 2 gewählt.

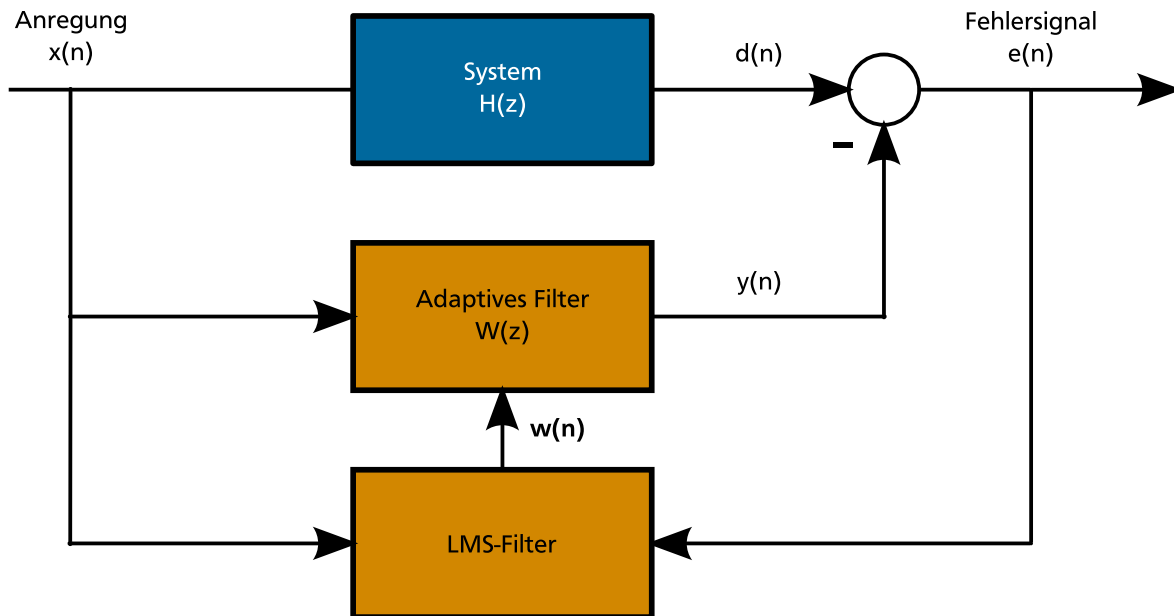


Abbildung 5.1: Adaptives LMS-Filter

Erweiterung zum FxLMS-Filter

Der LMS-Algorithmus nach Gleichung (5.1) wird beim FxLMS um eine Filterung der Anregung $x(n)$ erweitert. Eine Prinzipskizze in Form eines Blockschaltbilds zeigt Abbildung 5.2.

Es wird davon ausgegangen, dass 2 unterschiedliche Übertragungswege vorliegen. Der erste Übertragungsweg stellt die Strecke von der Anregung bis zur Messung am Immissionspunkt dar. Sie wird als Primärpfad $\mathbf{P}(z)$ bezeichnet. Der zweite Übertragungsweg vom aktiven Eingriff bis zum Immissionspunkt entspricht dem Sekundärpfad $\mathbf{S}(z)$. Vom realen Sekundärpfad $\mathbf{S}(z)$ wird ein systemtheoretisches Modell als geschätzter Sekundärpfad $\hat{\mathbf{S}}(z)$ benötigt. Das LMS-Filter ermittelt die Filterkoeffizienten $\mathbf{W}(z)$ für ein adaptives Filter. Die Filterkoeffizienten und damit das Filterverhalten ändern sich im laufenden Betrieb permanent durch die Vorgabe des LMS-Filters. Die Signalpfade $x(n)$, $y(n)$, $d(n)$ und $e(n)$ entsprechen denen des LMS-Filters mit den Ergänzungen $x'(n)$ und $y'(n)$ als Ausgänge der geschätzten bzw. realen Sekundärstrecke.

Der Primärpfad $\mathbf{P}(z)$ entspricht einer real vorliegenden Übertragungsfunktion zwischen der Anregung (beispielsweise die Motorlagererregung an der Karosserie) und der Auswirkung (beispielsweise ein Mikrofon in der Nähe des Fahrerohrs). Als Sekundärpfad $\mathbf{S}(z)$ wird die reale Übertragungsfunktion zwischen Aktor (beispielsweise Piezokeramik auf der Oberfläche) und Fehlersignal (gleiches Mikrofon in der Nähe des Fahrerohrs) bezeichnet. Die Berücksichtigung des Sekundärpfads ist vor allem in der Akustik unabdingbar zur Abbildung von Laufzeiten zwischen Aktor und Sensor. In der Realität ist es nicht möglich, Anregung $x(n)$ und Fehlersignal $e(n)$ fehlerfrei zu ermitteln. Messglieder haben endliche Genauigkeiten und bilden die Realität nicht exakt ab. Die (nicht ideale) Übertragungsfunktion der Messglieder wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit im Blockschaltbild vernachlässigt.

Der Sekundärpfad muss im Vorfeld (offline) oder regelmäßig im Betrieb (online) identifiziert, d. h. systemtheoretisch abgebildet werden. Die identifizierte und damit geschätzte Übertragungsfunktion $\hat{\mathbf{S}}(z)$

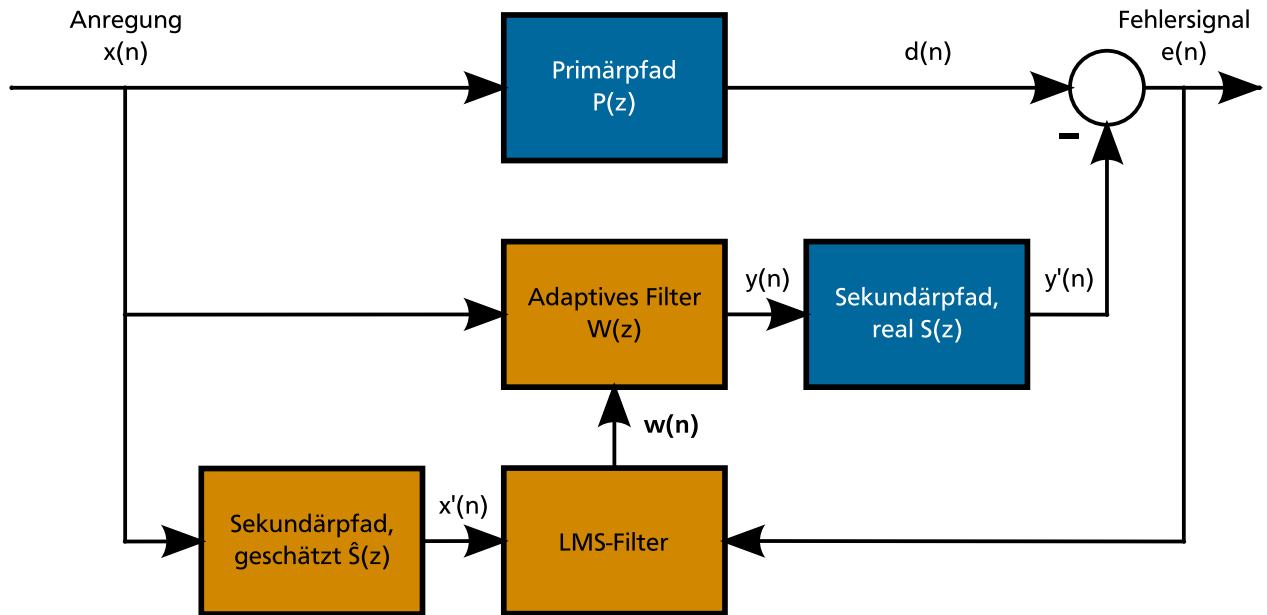


Abbildung 5.2: FxLMS – Prinzipskizze

zwischen Aktor und Auswirkung (Fehlersignal) wird benutzt, um das Anregungssignal¹² zu filtern. Damit werden beispielsweise Verzögerungen, die vom Aktor bis zum Fehlersignal bestehen, berücksichtigt. Diese Filterung des Anregungssignals (*filtered-x* – kurz *fx*) führt auch auf den Namen FxLMS.

Der FxLMS-Algorithmus ist vor allem bei ANC-Anwendungen ein etablierter Algorithmus. Wird die Struktur angeregt und die Übertragungsfunktion zwischen Struktur und Luftschall bestimmt, kann der Algorithmus auch als ASAC-Verfahren genutzt werden. Der Algorithmus verhält sich prinzipiell gleich. In der Sekundärstrecke ist dann die Abstrahlcharakteristik der Struktur enthalten und wird bei der Identifikation mitberücksichtigt.

5.1.2 Erweiterung des FxLMS-Filters um die A-Bewertung

Die A-Bewertung stellt nach [51] eine gehörgerechte Bewertung bei mittleren Schalldruckpegeln dar. Die A-Bewertung als Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich

$$|H(s)| = \left| \frac{7,397 \cdot 10^9 \cdot s^4}{(s + 129,4)^2 \cdot (s + 676,7) \cdot (s + 4636) \cdot (s + 76655)^2} \right| \quad (5.2)$$

nach [74] bezieht sich auf die mittlerweile ersetzte Norm DIN EN 60651. Nach der aktuellen Norm [51] erfolgt die Bewertung

$$A(f) = 20 \lg \left[\frac{f_4^2 f^4}{(f^2 + f_1^2)(f^2 + f_2^2)^{1/2}(f^2 + f_3^2)^{1/2}(f^2 + f_4^2)} \right] \text{dB} - A_{1000} \quad (5.3)$$

mit $f_1 = 20,60 \text{ Hz}$, $f_2 = 107,7 \text{ Hz}$, $f_3 = 737,9 \text{ Hz}$, $f_4 = 12194 \text{ Hz}$ und $A_{1000} = -2 \text{ dB}$.

Durch eine A-Bewertung, d. h. eine Filterung des Signals, werden gut hörbare Frequenzen verstärkt, während schlecht hörbare abgeschwächt werden. Im Sinne einer für den Menschen angepassten Geräuschreduktion durch aktive Systeme ist es vorteilhaft, das Fehlersignal mit einer A-Bewertung zu versehen. Damit erfolgt eine Frequenzgewichtung des Fehlersignals hin zu einem leistungsfähigeren aktiven System. Beispielsweise würde eine A-Bewertung damit sehr tiefe und sehr hohe Frequenzen in der Bewertung abschwächen. Der FxLMS-Algorithmus reduziert dadurch vor allem gut hörbare Frequenzen.

¹² Falls das Anregungssignal nicht direkt gemessen werden kann, wird ein zur Anregung korreliertes Signal benutzt.

Einen weiteren, nicht zu unterschätzenden Vorteil einer A-Bewertung stellt die Messkette dar. Die A-Bewertung bewirkt einerseits durch die Bandpass-Charakteristik die Ausblendung von nicht relevanten und möglicherweise nicht mehr ideal messbaren Frequenzbereichen.

Die C-Bewertung ist für sehr laute Geräusche ausgelegt. Bei sehr lauten Geräuschen werden unterschiedliche Frequenzen ähnlich laut wahrgenommen. Die C-Bewertung ist sehr flach und verändert das zu filternde Signal kaum. Die Wirkung ist gering. Daher wird die C-Bewertung für eine aktive Beeinflussung nicht herangezogen.

Die Realisierung der A-Bewertung als Filter ist in der Norm als elektrische Schaltung von konzentrierten elektrischen Bauteilen beschrieben. Eine zeitgemäße Vorgehensweise stellt die Verwendung digitaler Filter dar. Im Folgenden wird das Audio Weighting Filter der DSP System Toolbox eingesetzt.

Wird das FxLMS-Filter um eine A-Bewertung erweitert, ergibt sich das Blockschaltbild aus Abbildung 5.3. Die A-Bewertung entspricht der Übertragungsfunktion $TF(z)$. Dabei ist es wichtig, sowohl Anregungs- als auch Fehlersignal zu filtern, um Filterlaufzeiten auszugleichen. Das Wissen um das Hörverhalten wird genutzt, um eine Gewichtung des Fehlersignals vorzunehmen. Es ist zu erwarten, dass breitbandige Geräusche damit für den Menschen gezielter aktiv gedämpft werden als ohne A-Bewertung. Diese Variante des Filterns des Fehlersignals wird nach [36] als FeLMS (filtered error-LMS) bezeichnet.

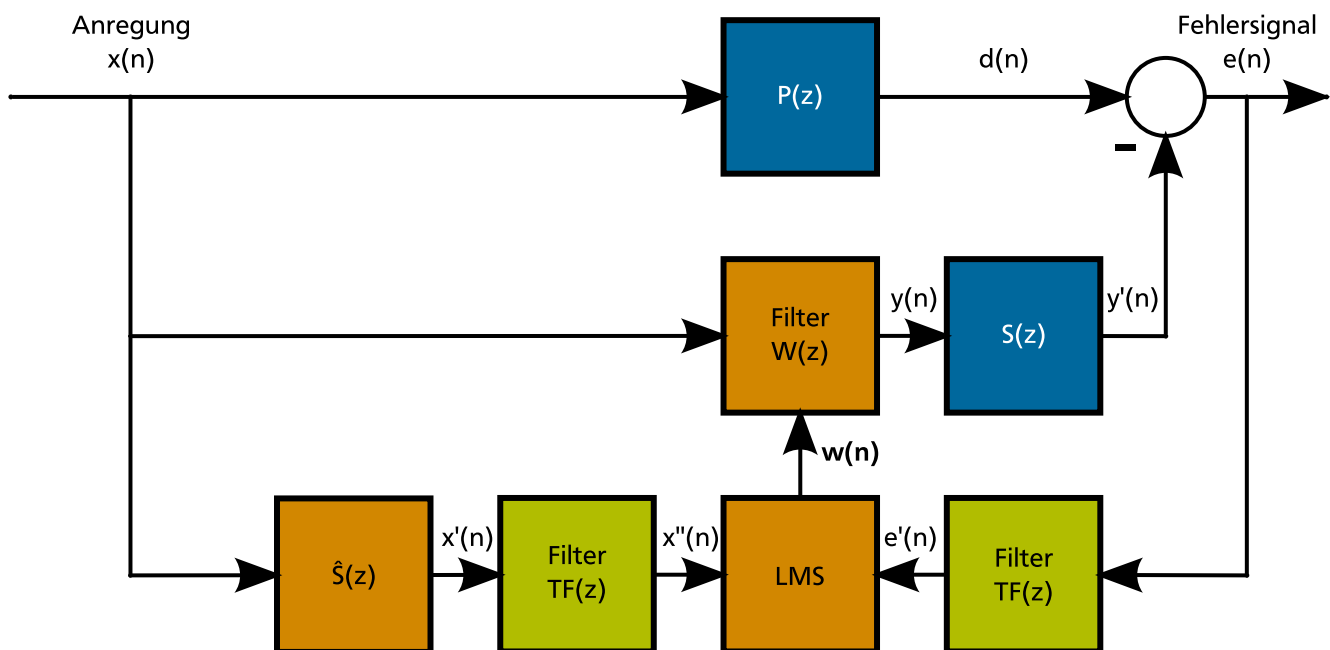


Abbildung 5.3: FeLMS – Prinzipskizze

5.1.3 Berücksichtigung der Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr

Die beiden Ohrmuscheln sowie der Torso des Menschen bewirken eine spektrale Filterung und damit eine klangliche Veränderung des gehörten Geräusches je nach Richtung der Geräuschquelle. Nur mit den beiden Innenohren alleine wäre eine Unterscheidung zwischen einem Geräusch von vorne und von hinten nicht möglich.

Die Wirkung von Torso und Ohrmuscheln kann mit sogenannten *head-related transfer functions* nach [71] erfolgen. Mit der Kenntnis der Richtung einer Geräuschquelle kann die richtungsabhängige Geräuschveränderung vorhergesagt werden. Aus Komplexitätsgründen werden Richtungsabhängigkeit und binaurales Hören in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Im Folgenden wird stets von einem einzelnen Ohr ohne richtungsabhängiges Hören ausgegangen.

Übertragungsfunktion Außenohr

Das *Außenohr* bezeichnet die Ohrmuschel und den Gehörgang bis zum Trommelfell (siehe auch Abbildung 3.2). Dabei stellt der Gehörgang mit dem Abschluss des Trommelfells, wie in Abschnitt 3.4.2 bereits vorgestellt, einen $\lambda/4$ -Resonator dar. Beschreibungen zum Außenohr finden sich bei TERHARDT [67] und ZELLER [74]. ZELLER [74] nimmt dabei das Trommelfell als unendlich hohe Impedanz an und stellt eine Näherungsgleichung für die Übertragungsfunktion

$$|TF_{\text{Außenohr}}(\omega)| = \left| \frac{1}{\cosh[(\delta + i\omega/c)l]} \right| \quad (5.4)$$

vor. Dabei steht c für die Schallgeschwindigkeit und l für die Länge des Gehörgangs mit ca. 25 mm. Die frequenzunabhängige Dämpfungskonstante δ wird nach [74] zu 10 gewählt.

Übertragungsfunktion Mittelohr

Das *Mittelohr* grenzt sich mit dem Trommelfell als Systemgrenze zum Außenohr hin ab. Es besitzt eine Übertragungsfunktion, die von TERHARDT [67] zu

$$|TF_{\text{Mittelohr}}(\omega)| = \left| \frac{C}{4\omega_g^2 - \omega^2 - i\frac{\omega_g}{\omega}(2\omega_g^2 - 3\omega^2)} \right| \quad (5.5)$$

angegeben wird. Die Grenzfrequenz ω_g beträgt darin $2\pi \cdot 1500$ Hz. Gleichung (5.5) entspricht regelungstechnisch einem DT3-Glied – der Serienschaltung eines DT1-Gliedes mit einem PT2-Glied. Mittels Polynomdivision kann das DT1-Glied mit der Grenzfrequenz ω_g abgespalten werden. Das PT2-Glied hat dann eine doppelte Polstelle bei dem $\sqrt{2}$ -fachen der Grenzfrequenz ω_g . In Hertz liegt die neue Grenzfrequenz bei 2121 Hz. Die Konstante C wird in der Literatur nicht näher beschrieben. Nach dem Übergang von $i\omega$ zu s und erfolgter Polynomdivision kann die Übertragungsfunktion

$$TF_{\text{Mittelohr}}(s) = C \frac{s}{(s + \omega_g)} \frac{1}{(s^2 + 2\omega_g s + 2\omega_g^2)} \quad (5.6)$$

dargestellt werden. Der erste Faktor stellt das DT1-Glied als Hochpass-Verhalten erster Ordnung, der zweite Faktor das PT2-Glied mit Tiefpass-Verhalten zweiter Ordnung dar.

Kombination aus Außen- und Mittelohr

Werden die Übertragungsfunktionen von Außen- und Mittelohr miteinander verknüpft, kann die Übertragungsfunktion bis in die Cochlea hinein berücksichtigt werden [19]. Dafür wird im Folgenden die Kennlinie aus [50] verwendet. Bei der Übertragung von der Umgebung bis zum Innenohr wird dabei von einer rein linearen Übertragungsfunktion ausgegangen.

5.1.4 Berücksichtigung der jeweiligen spezifischen Lautheit von Anregungs- und Fehlersignal

Die bisher vorgestellten Übertragungsfunktionen entsprechen jeweils einem linear-zeitinvarianten Verhalten. In der Psychophysik gilt allerdings das in Abschnitt 3.4.2 vorgestellte Weber-Fechner-Gesetz und darauf aufbauend das Stevenssche Potenzgesetz. Diese Schwellwerte und Nichtlinearitäten werden in der spezifischen Lautheit berücksichtigt. Zusätzlich werden durch Maskierung nicht hörbare Frequenzen in der spezifischen Lautheit ausgeblendet.

Sowohl das Fehler- als auch das Anregungssignal werden im Folgenden mit einer Kennlinie gefiltert, die der spezifischen Lautheit des jeweiligen Signals entspricht. Das Blockschaltbild zur Berechnung des Filters ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Das Filter entspricht dabei der nun zeitvarianten Filterfunktion $TF(z)$ aus Abbildung 5.3. Zunächst wird die spezifische Lautheit des vorliegenden Signals berechnet (in *Berechnung*

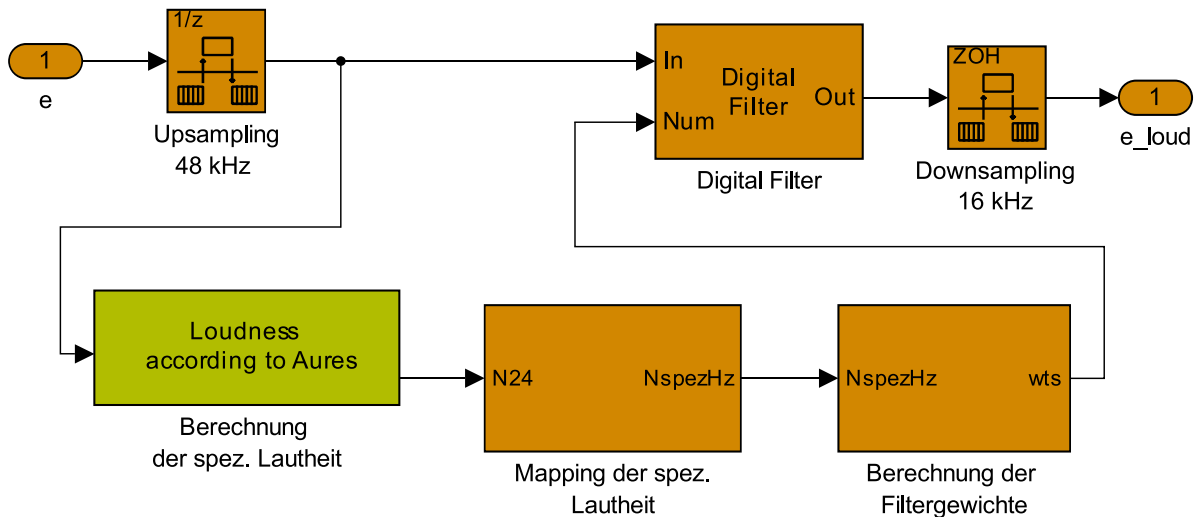


Abbildung 5.4: Filter zur Berücksichtigung der spezifischen Lautheit – Prinzipskizze

der spez. Lautheit). Diese liegt über der Tonheit z in Bark vor¹³ und wird anschließend in eine spektrale Darstellung in Hertz transformiert (in *Mapping der spez. Lautheit*). Anschließend wird die spektrale Darstellung, die bis zur halben Abtastrate (Nyquist-Frequenz) vorliegt, an der Nyquist-Frequenz gespiegelt. Dadurch wird bei einer inversen Fourier-Transformation eine reelle Impulsantwort erzielt. Die inverse Fourier-Transformation wird angewendet und liefert eine Impulsantwort im Zeitbereich (in *Berechnung der Filtergewichte*). Diese Impulsantwort dient einem digitalen Filter als FIR-Filterkoeffizienten. Aus praktischen Gründen wird wie beim FxLMS-Filter nach einer Teilmenge der Filterkoeffizienten – in diesem Fall 256 Filtergewichte – abgebrochen. Die Berechnung der Lautheit muss zur Berücksichtigung des gesamten Hörbereich mit einer Frequenz von 48 kHz erfolgen, während das FxLMS-Filter mit einer langsameren Frequenz von 16 kHz arbeitet. Daher müssen die unterschiedlichen Abtastraten in *Upsampling 48 kHz* und *Downsampling 16 kHz* im Blockschaltbild aufeinander angepasst werden.

¹³ Die Tonheit z und die z -Transformation dürfen dabei nicht verwechselt werden.

5.2 Maskierungsalgorithmen

Maskierung gelingt allgemein, wie in [19] beschrieben, durch die Funktionsweise der Frequenz-Orts-Transformation auf der Basilmembran. Die Funktionsweise wurde in Abschnitt 3.4 erläutert. Aktive Maskierung wird im Folgenden eingesetzt, um unterschiedliche Eigenschaften von Geräuschen gezielt zu verändern. Die vorgestellten Algorithmen verändern Geräusche mit dem Ziel einer gleichmäßigeren zeitlichen Grob- und Feinstruktur. Dafür werden, angepasst an die ursprünglich vorliegende Geräuschquelle, zusätzlich Geräusche erzeugt. Damit wird eine Reduktion von Fluktuationsstärke, Rauigkeit und Lärmigkeit angestrebt.

Das Überlagerungssignal, welches vom Maskierungsalgorithmus erzeugt wird, entsteht über den Sekundärpfad. In Abbildung 5.5 wird das Blockschaltbild gezeigt. Zur genaueren Betrachtung der Maskierungsalgorithmen werden dabei sowohl Primär- als auch Sekundärpfad als ideale Übertrager mit der Übertragungsfunktion "1" angenommen.

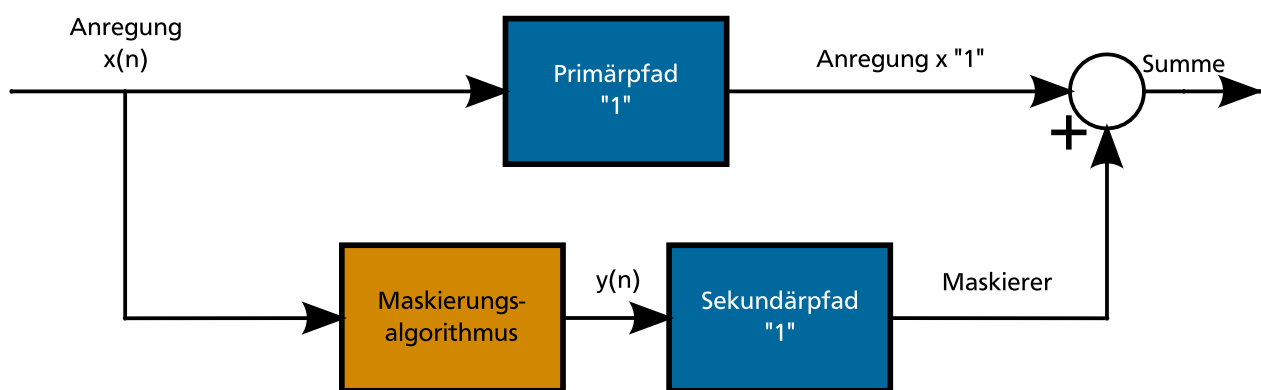


Abbildung 5.5: Blockschaltbild der Maskierungsalgorithmen

In der Maschinenakustik treten vor allem technische – von Maschinen oder Geräten erzeugte – Schalle auf. Schalle, die zu laut oder zu unangenehm ist, werden als Lärm empfunden. Es wird gezeigt, wie durch aktive Maskierung Schalle verändert werden können, damit sie anders wahrgenommen werden.

5.2.1 Adaptive Rauschmaskierungsalgorithmen

Die folgenden Algorithmen analysieren ein vorliegendes Störsignal und zerlegen es in seine spektralen Anteile. Abhängig vom jeweiligen Algorithmus wird mit dem Ziel einer Geräuschverbesserung ein angepasstes Zusatzsignal erzeugt und dem Störsignal überlagert.

Adaptives Rauschen – Maskierung eines kritischen Bands

Adaptives oder bedarfsgerechtes Rauschen entsteht, indem ein vorliegendes Signal analysiert und entsprechend seiner Zusammensetzung mit einem Rauschsignal – dem Maskierer – überlagert wird.

Der erste vorgestellte Algorithmus sorgt dabei für die Maskierung der Geräusche innerhalb eines kritischen Bands im Frequenzbereich durch Überlagerung eines Zusatzsignals. Der Algorithmus bewirkt damit eine Veränderung der Kernerregung. Das Zusatzsignal stellt dabei ein an die Anregung angepasstes, skaliertes und Bandpass-gefiltertes Rauschen dar. Der Algorithmus ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Die einzelnen Blöcke werden im Folgenden erklärt.

Ein Sensor ermittelt die Anregung. Die Anregung entspricht entweder einem Geräusch, welches mittels eines Mikrofons aufgenommen wird, oder einem Schwingungszustand, welcher auf der Struktur mittels Beschleunigungsaufnehmern gemessen wird. Liegen Beschleunigungssignale vor, sollte die Abstrahlcharakteristik der Struktur zur Vorhersage des Geräuschs mitberücksichtigt werden.

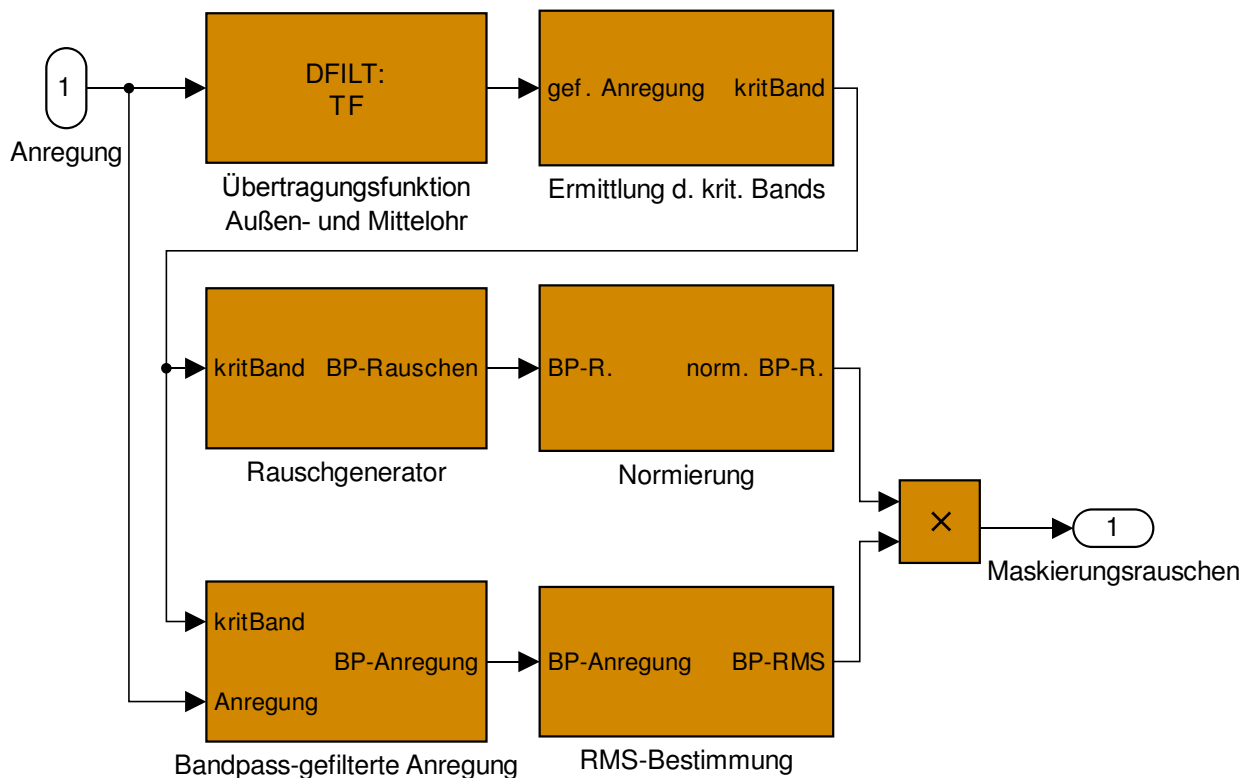


Abbildung 5.6: Blockschaltbild des Algorithmus zur Maskierung eines kritischen Bands

Das Sensorsignal wird konditioniert – d. h. die Amplitude wird für die Auswerteelektronik angepasst – und digitalisiert. Es liegt dann als zeit- und wertdiskrete Folge in einem Echtzeitsystem¹⁴ vor. Der Ablauf des Algorithmus erfolgt im Echtzeitsystem. Das aufgenommene Signal wird zunächst mit der Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr gefiltert, um die Charakteristik des menschlichen Gehörs näherungsweise abzubilden. Anschließend wird das gefilterte Signal über eine gewisse Aufnahmelänge T_{mess} gepuffert, um aus den gepufferten Werten mittels einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) das Frequenzspektrum zu berechnen. Diese Aufnahmelänge T_{mess} bestimmt dabei die Frequenzauflösung

$$\Delta f = \frac{1}{T_{\text{mess}}} \quad (5.7)$$

des FFT-Algorithmus. Eine längere Aufnahmedauer bewirkt eine bessere Auflösung im Frequenzbereich. Der Frequenzbereich wird an mehr Stützstellen diskret ausgewertet. Frequenzauflösung und Reaktionsschnelle beeinflussen sich dadurch gegenseitig. Je länger gepuffert wird, umso feiner wird die Frequenzauflösung, allerdings liegt das Ergebnis erst später vor. Im Weiteren wird bei einer Abtastrate f_s von 48 kHz eine Pufferlänge N von 8192 Samples¹⁵ verwendet. Dies führt zu einer Messdauer von ca. 0,2 s und damit zu einer Frequenzauflösung von ca. 5 Hz und stellt einen sinnvollen Kompromiss zwischen Frequenzauflösung und Reaktionsschnelle dar. Aus dem Frequenzspektrum wird die Frequenzstützstelle mit dem größten Absolutwert ermittelt (in *Ermittlung d. krit. Bands*). Diese Frequenz entspricht im Rahmen der Frequenzauflösung dem intensivsten Frequenzanteil der gefilterten Anregung.

¹⁴ Der Begriff *Echtzeitsystem* steht hier und im Folgenden stellvertretend für jegliche Form der Verarbeitung mittels Microcontroller, Rapid-Prototyping-System, digitaler Signalprozessor etc.

¹⁵ engl. für Abtastschritt

Über einen Look-Up-Table wird die jeweilige Frequenz in das zugehörige kritische Band überführt. Eine Frequenz von 1000 Hz beispielsweise würde nach der Tabelle im Anhang D.1 im 9. kritischen Band liegen. Dieses 9. kritische Band wird für das zusätzliche Maskierungsrauschen ausgewählt. Der Look-Up-Table mit den Frequenz-Tonheits-Zusammenhängen ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Darin wird der in Abschnitt 3.4 erklärte zunächst lineare Zusammenhang zwischen Bandnummer und Frequenz deutlich, der sich bei höheren Frequenzen zu einem logarithmischen Zusammenhang verschiebt.

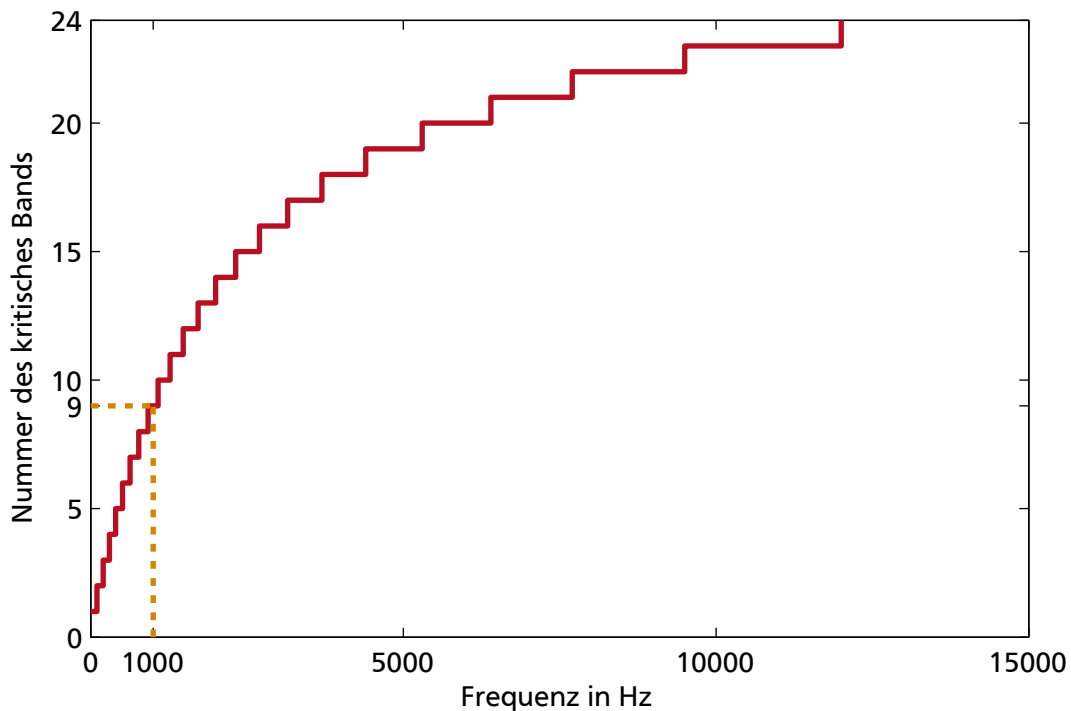


Abbildung 5.7: Umwandlung von Frequenzen in jeweiliges kritisches Band

Parallel zu der Bewertung des Sensorsignals erfolgt im Echtzeitsystem eine Rauschgenerierung. Eine deterministische Maschine, wie ein Computer, kann prinzipbedingt kein zufälliges, stochastisches Signal erzeugen¹⁶. Um dennoch ein Rauschsignal mit geringer Selbstähnlichkeit erzeugen zu können, existieren Pseudo-Rauschgeneratoren, die in gewisser Näherung lange Folgen von Zufallszahlen sind. Werden mehrere Rauschen benötigt, muss darauf geachtet werden, dass die unterschiedlichen Rauschsignale zueinander unkorreliert sind. Dies kann durch die Wahl von jeweils unterschiedlichen Seed-Werten der Pseudo-Rauschgeneratoren näherungsweise erreicht werden. Dabei entsprechen unterschiedliche Seed-Werte in erster Näherung unterschiedlichen Startpunkten der Zufallszahlenfolge.

Das Rauschsignal liegt zunächst als weißes Rauschen über einen breiten Frequenzbereich vor. Die Idee der Maskierung eines kritischen Bands erfordert eine Überlagerung eines bandbegrenzten Rauschens von der Bandbreite genau eines kritischen Bands mit dem ursprünglich vorliegenden Signal, um die Kernerregung zu beeinflussen. Dafür muss das Rauschen bandbassgefiltert werden. Dies erfolgt im Echtzeitsystem mittels digitaler Filter. Bei den Filtern muss ein Kompromiss zwischen Flankensteilheit und erforderlicher Rechendauer gewählt werden. Anzustreben ist eine Flankensteilheit, die größer ist als die des menschlichen Ohrs. Dies wird mit Filtern 20. Ordnung¹⁷ erreicht. Das bandbegrenzte Rauschen mit der Bandbreite von einem kritischen Band (nach *Rauschgenerator*) muss noch entsprechend der Anregung skaliert werden. Dafür wird das Signal zunächst auf einen einheitlichen Effektivwert (siehe auch Anhang C.2) von 1 normiert (in *Normierung*) und dann mit dem Effektivwert der Anregung im ausgewählten kritischen Band (*BP-RMS*) skaliert. Dieses Rauschsignal verlässt das Echtzeitsystem

¹⁶ Seit dem Jahr 2012 gibt es erste Prozessoren mit integrierten, vollwertigen Zufallszahl-/Rauschgeneratoren [31].

¹⁷ Dies bedeutet eine Reduktion von 400 dB/Dekade oder 40 dB/Terz

und dient als Eingang für den Leistungsverstärker. Dieser erzeugt dann über einen Lautsprecher oder strukturintegrierte Aktoren das Zusatzgeräusch bzw. die Zusatzschwingung.

Dadurch entsteht ein in der Amplitude und in der spektralen Zusammensetzung angepasstes und damit adaptives Rauschen, welches als Maskierungsgeräusch dient. Das zusätzliche Rauschsignal passt sich ständig an den vorliegenden Frequenzbereich und den vorhandenen Effektivwert der Störung an.

Der vorgestellte Maskierungsalgorithmus kann mit unterschiedlichen Einstellungen betrieben werden:

1. Im beschriebenen Algorithmus wird das kritische Band anhand der betragsmäßig größten Spektrallinie ausgewählt. Als Variante kann das Merkmal der Rauigkeitsbewertung herangezogen werden. Es wird das kritische Band mit Rauschen überlagert, das den größten Beitrag zur Rauigkeit des ursprünglichen Signals liefert.
2. Von einer Spektralanalyse zur nächsten können stark unterschiedliche kritische Bänder ausgewählt werden. Um einzelne Ausreißer auszuschließen, kann das auszuwählende kritische Band über mehrere Zyklen gemittelt werden.
3. Um Rechenzeit zu sparen, können kritische Bänder zusammengelegt werden. Damit ergibt sich ein Maskierungsalgorithmus für 12 kritische „Doppelbänder“ anstatt für 24 kritische Bänder.
4. Aufgrund der Maskierungsschleppe hin zu höheren Frequenzen ist es auch möglich, das Maskierungsrauschen nicht im gleichen Frequenzband in Form einer zusätzlichen Kernerregung zu überlagern, sondern das nächst tiefere kritische Band zu benutzen. Damit erzeugt das zusätzliche Rauschen eine Flankenerregung im nächst höheren kritischen Band und das ursprüngliche Signal wird schwächer wahrgenommen.

Der Maskierungsalgorithmus zur Maskierung eines kritischen Bands eignet sich prinzipbedingt vor allem bei schmalbandigen oder sinusförmigen Störungen.

Adaptives Rauschen – Maskierung aller kritischen Bänder

Störsignale mit breitbandigerem Charakter erfordern Algorithmen, die ähnlich breitbandig wirken. Der Maskierungsalgorithmus muss zur Maskierung aller kritischen Bänder erweitert werden. Dafür wird ein für jedes kritische Band individuell angepasstes bandbegrenztes Rauschen erzeugt.

Die Funktionsweise des Algorithmus ist als Blockschaltbild in Abbildung 5.8 dargestellt. Die zeitliche Erfassung zur spektralen Zerlegung entfällt bei diesem Algorithmus. Stattdessen werden das Anregungssignal sowie das Rauschsignal direkt von Bandpass-Filtern in die einzelnen kritischen Bänder zerlegt (in *Bandpass-Filter_Anregung_i* und *Bandpass-Filter_Rauschen_i*). Jedes bandbegrenzte Rauschen wird anhand seines eigenen Effektivwerts ($RMS_{BP-R.}$) normalisiert und mit dem Effektivwert der jeweils Bandpass-gefilterten Anregung (RMS_{Anr}) skaliert.

Die in Abbildung 5.8 dargestellte Vorgehensweise wird 12-fach oder 24-fach gleichzeitig und parallel für jedes kritische Band durchgeführt. Alle Rauschanteile werden additiv überlagert zum Maskierungsergebnis.

Im Laufe der Zeit können sich breitbandige Störgeräusche ändern. Die Aufgabe des Maskierers ist es, ein zusätzliches, über einen gewissen Zeitraum möglichst gleichmäßiges Gesamtsignal zu erzielen. Daher ist es sinnvoll, in den Maskierungsalgorithmus eine gewisse Trägheit zu integrieren. Dies erfolgt im Block *Nachhall*. Gerade die breitbandige Anregung soll sich in ihrer Intensität nicht zu schnell ändern. Dafür wird ein Verfahren entwickelt, welches ein langsames Abklingen des Maskierers erzielt.

Ermittelt der Maskierungsalgorithmus in einem kritischen Band eine sinkende Anregung, wird das Rauschsignal nur langsam reduziert, um einen gleichmäßigen Geräuscheindruck zu erzeugen. Das Zuschalten der Maskierung erfolgt sofort. Als Abklingfunktion wird die erste Viertelperiode der Kosinusfunktion gewählt. Sie hält für eine kurze Zeit das bisherige Niveau und fällt dann zügig ab. Die Funktionsweise zeigt beispielhaft Abbildung 5.9. Die Amplitude entspricht darin dem Skalierungswert für das Bandpass-Rauschen.

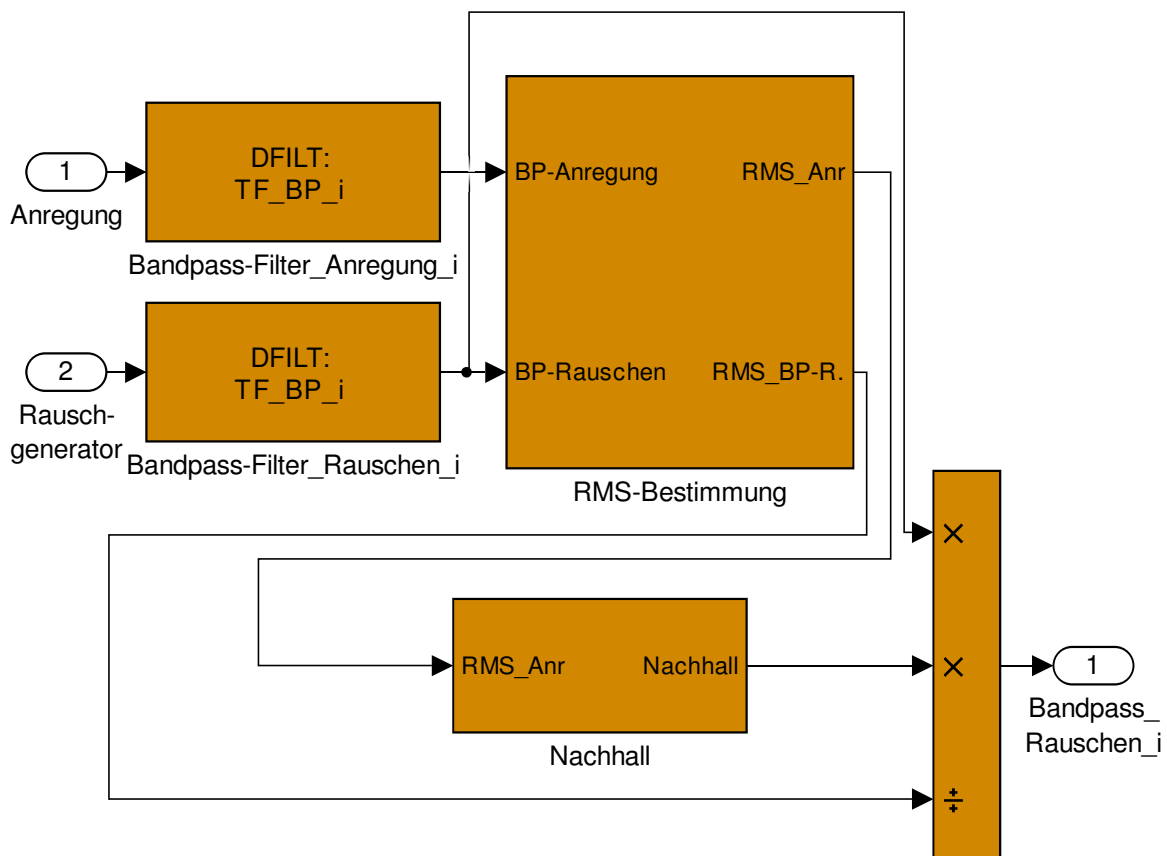


Abbildung 5.8: Blockschaltbild des Algorithmus zur Maskierung beliebiger kritischer Bänder

Zum Zeitpunkt 1 Sekunde sinkt die Anregung von 2 auf 1. Die Maskierungs-Amplitude folgt der Anregung in Form eines Viertelkosinus. Die Anregung ist in Rot gestrichelt und die Maskierungs-Amplitude in Orange dargestellt. Die Maskierungsamplitude sinkt so lange, bis sie das neue Niveau der Störanregung von 1 erreicht hat. Zum Zeitpunkt 4 Sekunden steigt die Anregung wieder von 1 nach 3 und der Maskierer folgt ihr unmittelbar im nächsten Auswerteschritt. Nachdem die Anregung zum Zeitpunkt 5 Sekunden erlischt, klingt die Maskierungsamplitude kosinusförmig ab und erreicht nach der gewählten Abklingdauer von 2 Sekunden den Nullpunkt.

5.2.2 Adaptiver Verzögerungsalgorithmen zur Beeinflussung der Hüllkurve

Nach den rauschbasierten Maskierungsverfahren wird ein Hüllkurvenverfahren zur Maskierung vorgestellt. Wie bereits bei den Rauschmaskierern hängt das Maskierungssignal von einem vorliegenden Signal ab. Bei diesem Verfahren wird das Maskierungssignal direkt aus dem vorliegenden Störsignal erzeugt. Das Maskierungssignal entspricht dabei dem adaptiv verzögerten Ursprungssignal. Die Verzögerung beträgt eine halbe Periodendauer der Modulationsfrequenz.

Im Gegensatz zu einem ANC-Algorithmus erzeugt der Maskierer allerdings kein phasengedrehtes Zeitsignal. Der Maskierer versucht nicht, durch destruktive Interferenz an der Senke eine Verbesserung des akustischen Verhaltens zu erreichen. Der Maskierungsalgorithmus erzeugt vielmehr ein zusätzliches Signal mit einer phasenverschobenen Hüllkurve, die sich mit dem vorliegenden Signal und dessen Hüllkurve zu einer möglichst gleichmäßigen Hüllkurve überlagert.

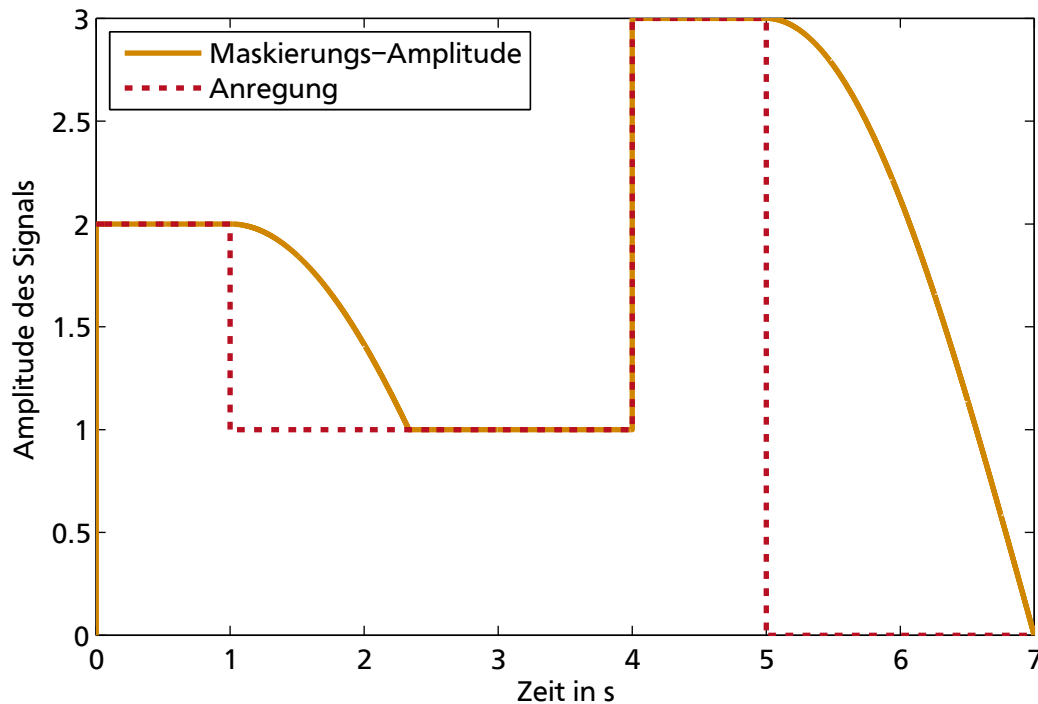


Abbildung 5.9: Abklingverhalten des Maskierungsalgorithmus

Dadurch kann auf einen Rauschgenerator verzichtet werden und eine Skalierung des Maskierers entfällt, da er direkt aus dem Anregungssignal richtig skaliert erzeugt wird. Gleichzeitig ist zu erwarten, dass durch die genaue Anpassung an das bestehende Signal nur eine geringe Erhöhung der Effektivwerte des Signals erfolgt. Es wird davon ausgegangen, dass eine hüllkurvenbasierte Maskierung vor allem die Rauigkeit beeinflussen kann.

Allgemeiner adaptiver (Hüllkurven-)Verzögerungsmaskierer

Der Algorithmus zur Berechnung der adaptiven Verzögerung ist in Abbildung 5.10 als Blockschaltbild dargestellt. Zunächst wird die Hüllkurve mittels einer Hilbert-Transformation ermittelt, welche in Abbildung 5.11 als Blockschaltbild dargestellt ist. Der Hüllkurvenverlauf entsteht durch den Betrag eines komplexen Signals (dem sog. analytischen Signal), welches sich aus dem Ursprungssignal als Realanteil und der Hilbert-Transformierten des Ursprungssignals als Imaginäranteil zusammensetzt. Die Filterordnung der Hilbert-Transformation beträgt 32. Daraus folgt eine Gruppenlaufzeit des Signals durch das Filter von 16 Abtastschritten. Um die gleiche Laufzeit von 16 Abtastschritten muss der reelle Anteil des analytischen Signals auch verzögert werden (in *Verzögerung*).

Nach der Hüllkurvenbestimmung erfolgt eine Tiefpass-Filterung bei 100 Hz, um nur für die Empfindung der Rauigkeit relevante Komponenten der Hüllkurve zu berücksichtigen. Der Hüllkurvenverlauf wird numerisch nach der Zeit abgeleitet, um Gleichanteile zu eliminieren und ein reines Wechselsignal mit Nulldurchgängen zu erhalten. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 5.12 beispielhaft dargestellt. Das Anregungssignal in Rot wird zunächst durch die Hilbert-Transformation gleichgerichtet. Das Ergebnis ist die blaue Kurve. Die Gruppenlaufzeit des Filters von 16 Abtastschritten ist zwischen der gepunkteten roten und der durchgezogenen blauen vertikalen Linie zu erkennen. Das Tiefpass-Filter glättet das blaue Signal zu der orangenen Kurve im oberen Graphen. Da sich das amplitudenmodulierte Signal mit einer Modulationsfrequenz von 70 Hz in der Nähe der Grenzfrequenz des Filters von 100 Hz befindet, erfolgt der Filterausgang leicht verzögert. Die Verzögerung ist in der unterschiedlichen Lage von blauer und orangener vertikaler Linie zu erkennen. Durch die Ableitung des Filterausgangs entsteht die neue Kurve

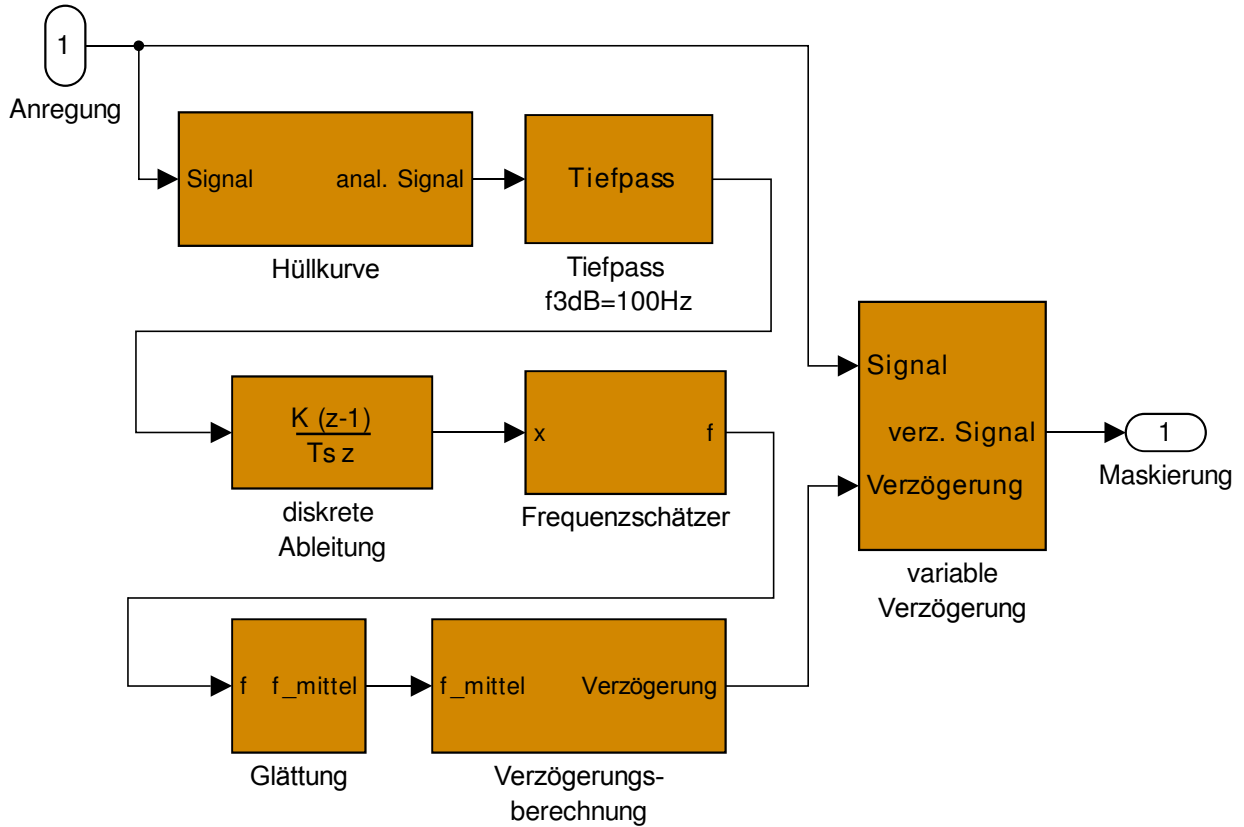


Abbildung 5.10: Blockschaltbild für adaptiven Verzögerungsmaskierer

im unteren Graphen. An der Stelle des bisherigen Maximums liegt nach der Ableitung eine Nullstelle. Jede Nullstelle mit ansteigender Flanke erzeugt für den nachfolgenden Frequenzschätzer einen Impuls. Der Frequenzschätzer ermittelt aus der Impulsfolge der Nulldurchgänge mit ansteigender Flanke die Modulationsfrequenz. Das Blockschaltbild des Frequenzschätzers als Teil von Abbildung 5.10 ist in Abbildung 5.13 dargestellt. Es sind die Vorwärtsverstärkung g von

$$g = f_s \cdot \mu \quad (5.8)$$

sowie die Rückkopplung aus dem Verzögerungsglied und dem Skalierungsfaktor $(1 - \mu)$ zu erkennen. Die diskrete Filtergleichung kann zu

$$y(n) = x(n) \cdot [f_s \cdot \mu] + y(n-1) \cdot [1 - \mu] \rightarrow H(z) = \frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{f_s \cdot \mu}{1 - z^{-1}(1 - \mu)} \quad (5.9)$$

angegeben werden. Aus regelungstechnischer Sicht entspricht dies einem diskreten PT_1 -Glied. Die diskrete Zeitkonstante

$$T = \frac{1}{f_s \cdot \mu} \quad (5.10)$$

ist gerade der Kehrwert der Vorwärtsverstärkung. Ein PT_1 -Glied ist bei einer Sprunganregung nach 5 Zeitkonstanten T zu über 99 % eingeschwungen. Es ist anzustreben, dass das System nach höchstens 1 Sekunde eingeschwungen ist. Bei einer Abtastrate f_s von 48 kHz führt dies zu einem μ von mindestens

$$5 \cdot \frac{1}{f_s \cdot \mu} \leq 1s \rightarrow \mu \geq \frac{5}{f_s \cdot 1s} = 1,0417 \cdot 10^{-4}. \quad (5.11)$$

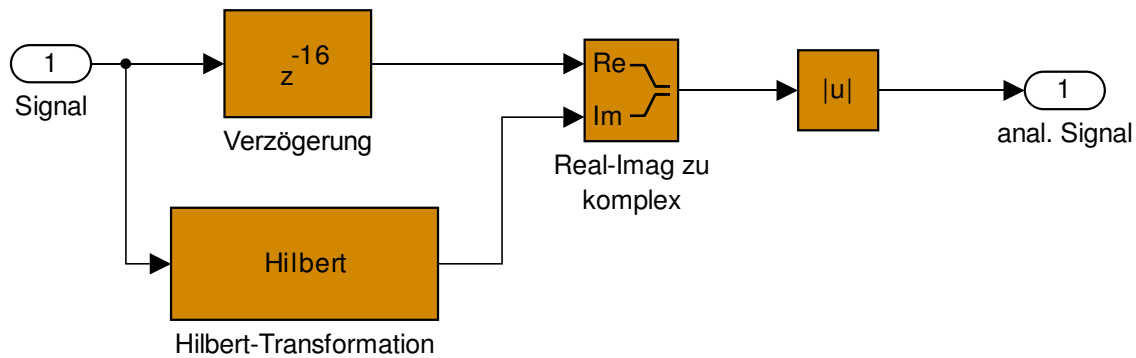


Abbildung 5.11: Hüllkurvenberechnung mittels Hilbert-Transformation für analytisches Signal

Durch die Vorwärtsverstärkung g führt eine Impulsanregung x zu einem momentanen Sprung im Ausgang y um den Faktor g und damit $f_s \cdot \mu$. Mit dem oben gewählten μ von mindestens $1,0417 \cdot 10^{-4}$ entstehen Impulssprünge mindestens um den Faktor

$$g = f_s \cdot \mu \geq 5 \text{ Hz} . \quad (5.12)$$

Es ist zu erkennen, dass eine schnellere Einschwingzeit zu größeren Sprüngen bei der Impulsantwort führt.

Der Frequenzschätzer zählt die Nulldurchgänge der Hüllkurve als Impuls und leitet daraus zu jedem Zeitpunkt eine geschätzte Frequenz ab. Liegt ein Impuls vor, steigt die geschätzte Frequenz sprunghaft an. Zwischen 2 Impulsen klingt sie mit PT_1 -Verhalten ab. Diese Sprünge sind für die weitere Verarbeitung allerdings störend und werden im Folgenden herausgemittelt. Ausgehend von der geschätzten Modulationsfrequenz wird eine Verzögerungszeit berechnet, die der halben Periodendauer der Modulationsfrequenz entspricht.

Aus psychoakustischen Kriterien sind Modulationsfrequenzen ab ca. 20 Hz kritisch. Bei einer Abtastrate von 48 kHz entsteht bei einer Modulationsfrequenz von 20 Hz alle

$$n_{\text{Zähler}} = \frac{48000 \text{ Hz}}{20 \text{ Hz}} = 2400 \quad (5.13)$$

Abtastschritte ein neuer Zählimpuls, bei höheren Modulationsfrequenzen entsprechend häufiger. Es ist daher anzustreben, eine Mittelung der geschätzten Frequenz von mindestens 2400 Samples durchzuführen, um die Folgen der Impulsspitze zu vermeiden. Die Funktionsweise des Frequenzschätzers ist in Abbildung 5.14 dargestellt. Die Sprungantwort ist im oberen Graphen zu erkennen. Würde der Frequenzzähler dauerhaft, zu jedem Abtastschritt, einen Impuls liefern, käme eine geschätzte Frequenz von 48 kHz in Höhe der Abtastrate heraus. Die Anfangssteigung ist in Grau gepunktet eingezeichnet und schneidet den Endwert nach der Zeitkonstanten T aus Gleichung (5.10) von 0,2 Sekunden. Bei einer Impulsfolge, die alle 685 Takte einen Impuls liefert und damit einer Frequenz von 70 Hz entspricht, ergibt sich der Verlauf der geschätzten Frequenz wie in der mittleren Abbildung. Anfangssteigung und Endwert sind in Grau gepunktet eingetragen. In der unteren Abbildung wird ein zeitlicher Ausschnitt von 1 Sekunde bis 1,2 Sekunden gezeigt. Die Schwankung der Frequenz um den korrekten Wert wird deutlich. Immer wenn ein Impuls auftritt, steigt die geschätzte Frequenz um die Vorwärtsverstärkung von 5 Hz an, während sie zwischen zwei Zählimpulsen wieder absinkt. Halten sich Anstieg durch Zählimpuls und Abfallen bei ausbleibendem Impuls die Waage, ist der Frequenzschätzer eingeschwungen.

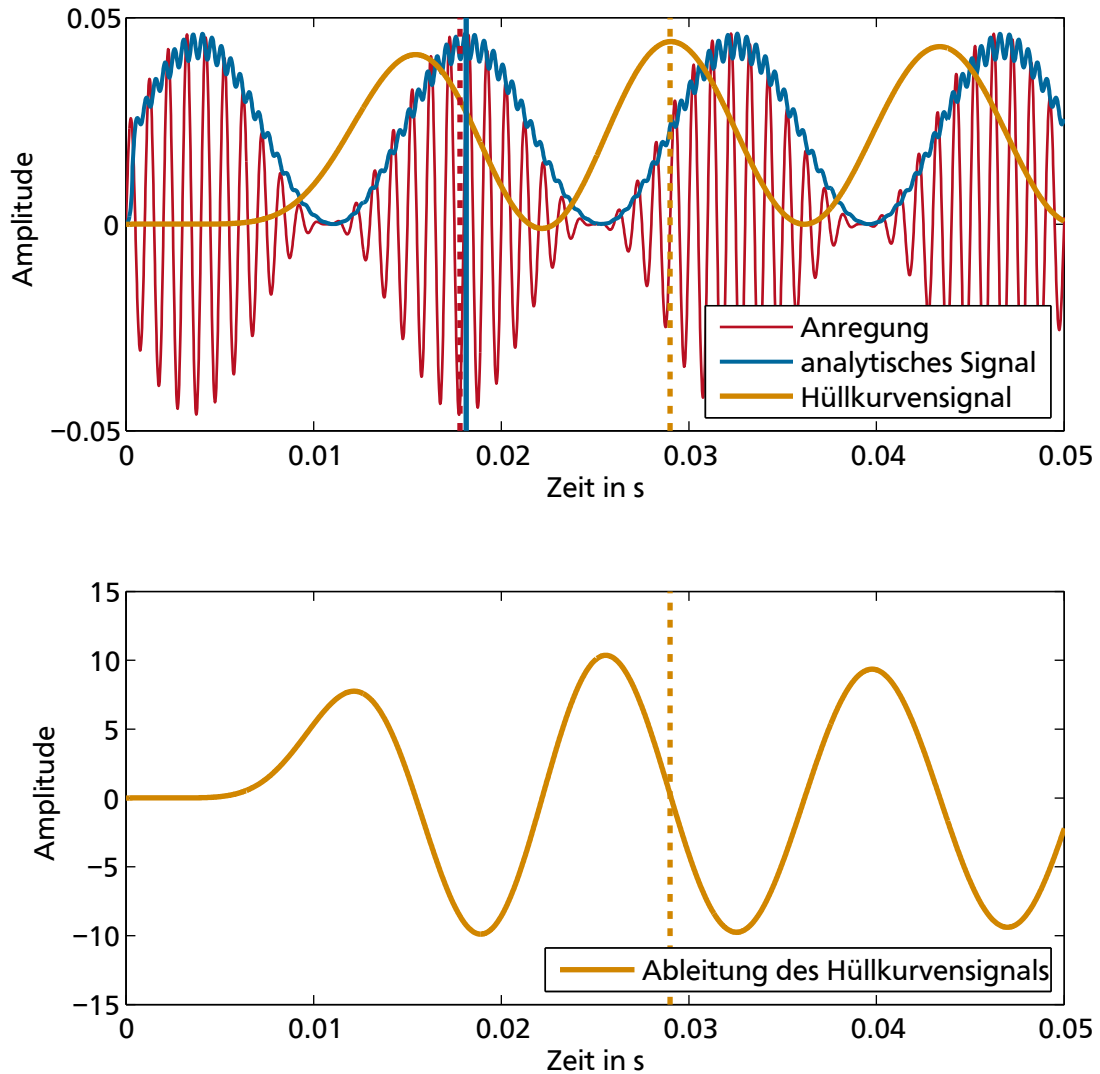


Abbildung 5.12: Ablauf der Hüllkurvenbestimmung

Aus der geschätzten und anschließend gemittelten Frequenz wird die Verzögerungszeit

$$t_{\text{Verzögerung}} = \frac{f_s/2}{\bar{f}_{\text{geschätzt}}} \quad (5.14)$$

berechnet (in *Verzögerungsberechnung*). Mit dieser adaptiven Verzögerungszeit wird das Anregungssignal abschließend adaptiv verzögert (in *variable Verzögerung*) und dem Anregungssignal wieder überlagert. Damit wird auf eine gleichmäßigere Hüllkurve abgezielt.

Die adaptiv verzögerte Überlagerung erfolgt in diesem Algorithmus für den gesamten Signalinhalt gemeinsam.

Hüllkurvenmaskierer für einzelne kritische Bänder

Der bisherigen Methodik folgend besteht auch die Möglichkeit, nicht nur für das gesamte Signal einheitlich adaptiv verzögert zu maskieren, sondern wieder für jedes kritische Band individuell. Der Verzögerungsmaskierungsalgorithmus kann sowohl für jeweils 2 zusammengefasste Bänder 12 unterschiedliche Maskierungssignale als auch für jedes kritische Band individuell 24 unterschiedliche Maskierungssignale erzeugen.

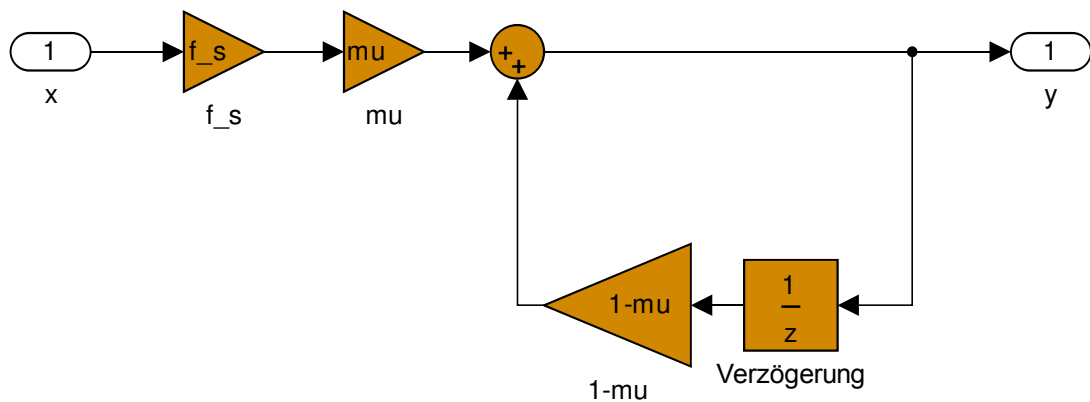


Abbildung 5.13: Blockschaltbild des Frequenzschätzers

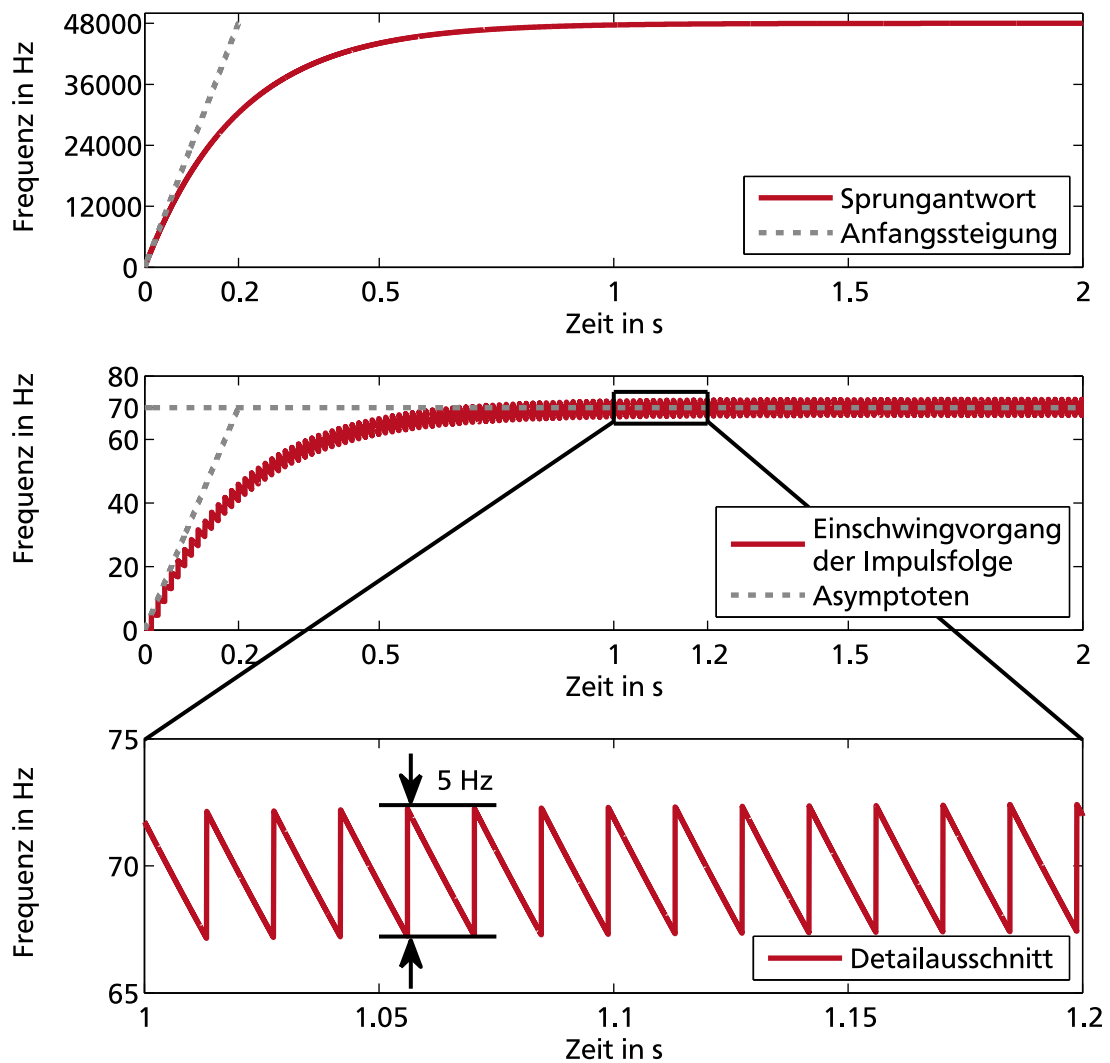


Abbildung 5.14: Zeitverlauf des Frequenzschätzers

Die Aufteilung in kritische Bänder erfolgt mittels digitaler Bandpass-Filter. Diese erzeugen prinzipbedingt eine spezifische Verzögerung – die Gruppenlaufzeit. Um diese frequenzabhängige Gruppenlaufzeit wird ein Signal bei der Bandpass-Filterung in jedem Fall verzögert, daher muss diese Verzögerung für den adaptiven Algorithmus berücksichtigt werden.

Die Gruppenlaufzeit jedes Bandpass-Filters¹⁸ wird berechnet. Entscheidend ist die Verzögerung im Durchlassbereich des Filters. Der Median der Gruppenlaufzeit im Durchlassbereich wird als mittlere Verzögerung angenommen und später von der berechneten adaptiven Verzögerung wieder abgezogen. Dadurch wird das adaptive Filter um die Gruppenlaufzeiten der Bandpass-Filter korrigiert. Die Gruppenlaufzeiten für die 12 Bandpass-Filter sind in Abbildung 5.15 im Bereich von 0 Hz bis 3000 Hz dargestellt. Die maximalen Gruppenlaufzeiten der Bandpass-Filter treten an den beiden Eckfrequenzen auf. Das globale Maximum tritt an der unteren Eckfrequenz auf. In den Sperrbereichen der Filter konvergieren die Laufzeiten gegen Null. Im Durchlassbereich schwanken die Gruppenlaufzeiten etwas und nehmen in der Frequenzmitte des Durchlassbereichs ein Minimum an. Die rote Kurve zeigt den Median der jeweiligen Gruppenlaufzeiten. Mit diesen Medianwerten werden die adaptiven Verzögerungen kompensiert.

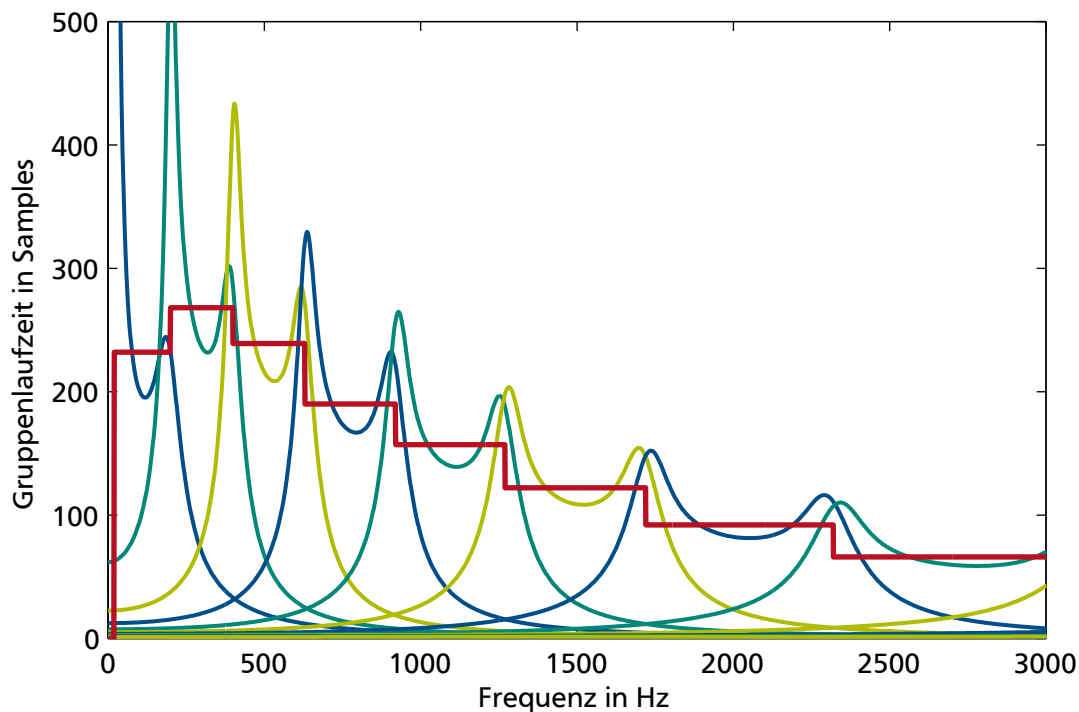


Abbildung 5.15: Gruppenlaufzeiten der Bandpass-Filter bis 3000 Hz

¹⁸ 12 oder 24 Filter, je nach Variante des Algorithmus

5.3 Kombination von Regelung und Maskierungsalgorithmen

Die beiden Verfahren aus Abschnitt 5.1 und 5.2 können miteinander zu einer kombinierten Regelung und Maskierungsüberlagerung verknüpft werden. Ein zusätzliches Signal wird eingespeist und aus dem gemessenen Fehlersignal wieder herausgerechnet. Die Funktionsweise ist in Abbildung 5.16 dargestellt.

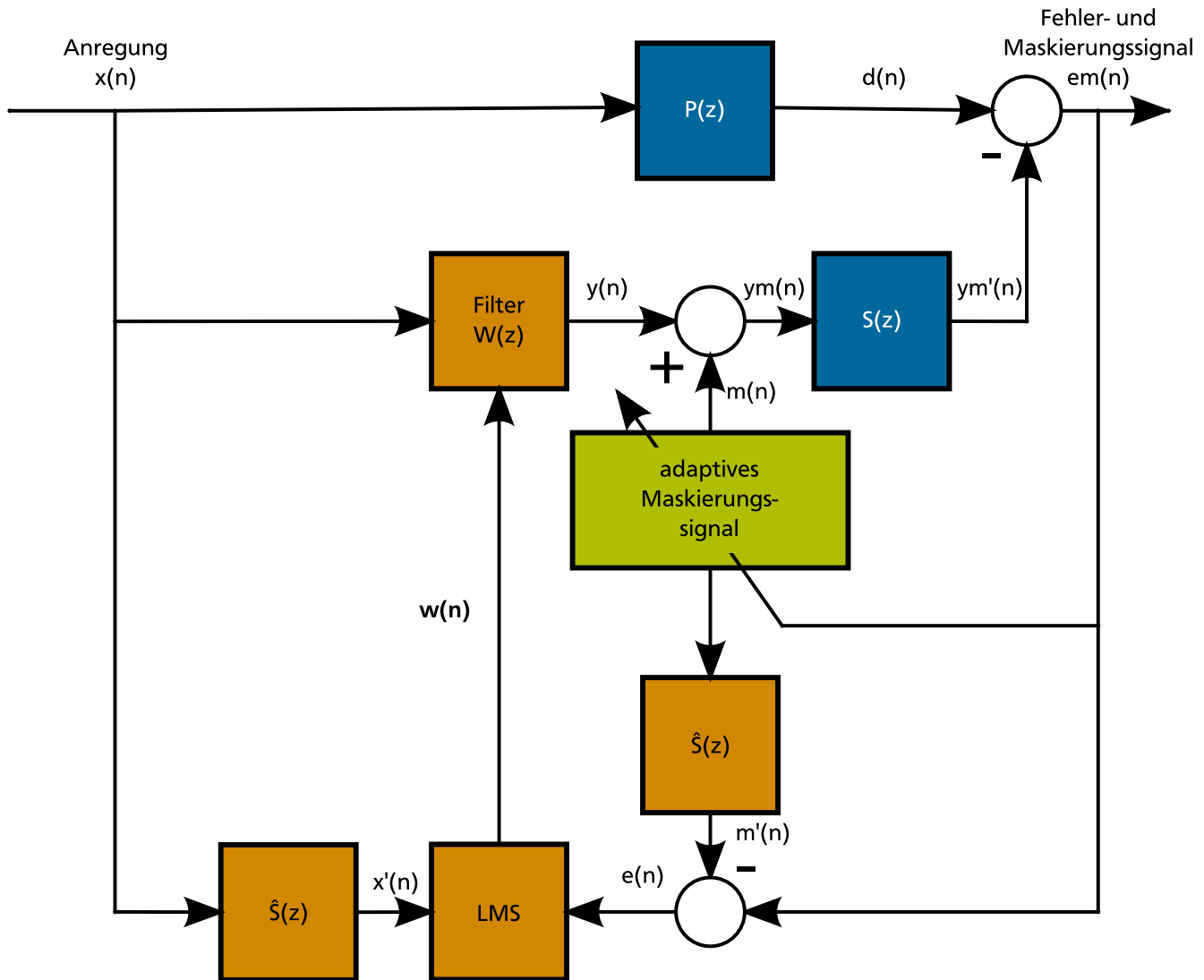


Abbildung 5.16: Kombination von FxLMS und Maskierung – Prinzipskizze

Der FxLMS-Algorithmus erzeugt das Steuersignal $y(n)$ zur Beruhigung des Systems wie in Abschnitt 5.1. Zum Steuersignal $y(n)$ wird das adaptive Maskierungssignal $m(n)$, welches mit jedem Algorithmus aus Abschnitt 5.2 erzeugt werden kann, hinzugefügt. Die Anregung $ym(n)$ des realen Sekundärpfads $S(z)$ erfolgt mit der Summe aus Filtersignal $y(n)$ und Maskierungssignal $m(n)$.

Das gemessene Fehlersignal $em(n)$ beinhaltet sowohl das eigentliche – und jetzt nicht mehr messbare – Fehlersignal $e(n)$ als auch den Maskierungsanteil $m'(n)$. Das FxLMS-Filter erfordert das eigentliche Fehlersignal $e(n)$. Daher muss das gemessene Fehlersignal von dem Maskierungsanteil $m'(n)$ bereinigt werden. Da das Maskierungssignal künstlich erzeugt wird, muss es nicht gemessen werden, sondern liegt direkt im Algorithmus vor. Der identifizierte Sekundärpfad $\hat{S}(z)$ muss allerdings ein genaues Modell der Realität sein. Zur Bereinigung des Fehlersignals wird das vom Maskierungsalgorithmus erzeugte Maskierungssignal $m(n)$ mit der identifizierten Sekundärstrecke $\hat{S}(z)$ gefiltert und entspricht damit dem Maskierungsanteil $m'(n)$ des Fehlersignals $em(n)$. Das berechnete Maskierungssignal $m'(n)$ wird vom

gemessenen Fehlersignal $em(n)$ abgezogen. Das berechnete Fehlersignal $e(n)$ wird zur Berechnung wie in Abschnitt 5.1 an das FxLMS-Filter übergeben.

Dadurch kann gleichzeitig eine Geräuschverringerung durch das FxLMS-Filter auf der einen sowie eine Geräuschveränderung durch die Maskierungsalgorithmen auf der anderen Seite erreicht werden.



6 Umsetzung aktiver Maßnahmen

Die in Kapitel 5 vorgestellten Maßnahmen werden angewendet und hinsichtlich ihrer Wirksamkeit untersucht. Als Anregungssignale dienen sowohl synthetische Signale in Form von Sinustönen mit und ohne überlagertes Rauschen als auch technische Schalle in Form von Geräuschen eines Presslufthammers und einer elektrischen Zahnbürste. Für die numerischen Simulationen wird das Modellwissen aus Kapitel 4 über den Akustik-Demonstrator einbezogen. Obwohl es sich im Folgenden um Computer-Simulationen handelt, entsprechen alle Signale Schalldrücken in Pascal. Eine Ableitung von weiteren akustischen Größen ist dadurch möglich. Es erfolgt eine Überführung einer Variante auf einem experimentellen Prüfstand. Das Kapitel schließt mit den in Form einer Toolbox zusammengefassten Untersuchungen.

6.1 Simulation von psychoakustisch motivierten Regelungs- und Filteransätzen

Zunächst werden an die Realität angelehnte synthetische Modelle aufgebaut und anschließend das FxLMS-Filter um psychoakustisch motivierte Verfahren ergänzt. Die Notation erfolgt wie in Kapitel 5 und wird im Anhang D.4 genannt. Die Abtastrate f_s für die adaptiven Filter beträgt im Folgenden stets 16 kHz. Lautheiten werden mit 48 kHz berechnet.

6.1.1 Modellerstellung der Übertragungsfunktionen

Die psychoakustisch motivierten Regelungs- und Filteransätze werden mit 3 Modellkombinationen unterschiedlicher Komplexität überprüft. Die Modellkombinationen für den Primärpfad $P(z)$, den Sekundärpfad $S(z)$ und den geschätzten Sekundärpfad $\hat{S}(z)$ werden angelehnt an die Erkenntnisse aus Kapitel 4 erzeugt. Dabei entspricht der Primärpfad einer Anregung mittels eines elektrodynamischen Schwingerreggers und der Sekundärpfad der Anregung mittels eines strukturintegrierten Wandlerwerkstoffs in Form einer Piezokeramik. Der geschätzte Sekundärpfad $\hat{S}(z)$ wird mit einem LMS-Filter ermittelt, bei dem eine rauschbasierte Messung von Ein- und Ausgang simuliert wird. Die 3 Modellkombinationen steigen in ihrer Komplexität an. Kombination 1 entspricht einem idealen Übertrager mit Bandpass-Verhalten und Laufzeit, Kombination 2 wird um strukturdynamisches Resonanzverhalten erweitert, Kombination 3 ist ein Modell aus experimentellen Daten.

Modellkombination 1 – Bandpass-Filter mit Laufzeit

Die erste Modellkombination entspricht der Kombination einer Laufzeit T zwischen Anregung und Fehlersignal mit jeweils einer idealen Bandpass-Übertragungsfunktion des Primär- und Sekundärpfads. Der Primärpfad entspricht einem Bandpass-Filter mit den Grenzfrequenzen f_u und f_o von 50 Hz bzw. 4000 Hz bei einer Dämpfung in den Grenzfrequenzen von 20 dB. Für die Laufzeit T wird das Mikrofon in einer Entfernung von 1 m zur Quelle angenommen. Die Laufzeit T wird als Verzögerung in eine Anzahl von Abtastschritten

$$d_{\text{Samples}} = T \cdot f_s = \frac{d}{c_{\text{Luft}}} \cdot f_s = \frac{1 \text{ m}}{340 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \cdot 16000 \text{ Hz} \approx 47 \quad (6.1)$$

umgerechnet. Die Schallwelle wird während eines Abtastschritts bei der vorliegenden Abtastrate f_s von 16 kHz um ca. 2 cm fortbewegt. Der Sekundärpfad besitzt modellhaft ebenfalls die Charakteristik eines Bandpass-Filters, bei der die untere Grenzfrequenz etwas höher liegt, da der geringere Hub der Piezokeramik die Anregung von tiefen Frequenzen im Gegensatz zur Tauchspule erschwert. Der Bandpass wird mit Grenzfrequenzen von 200 Hz und 4000 Hz ebenfalls mit 20 dB Dämpfung gewählt. Zur besseren

Abbildung eines Unterschieds zwischen Primär- und Sekundärpfad wird ein leicht veränderter Abstand zwischen Mikrofon und Quelle von 1,2 m angenommen. Damit stellt sich eine um 20 % höhere Laufzeit T ein.

Die Modellerstellung erfolgt durch Bandpass-Filterung mit den gewählten Grenzfrequenzen f_u und f_o eines um die Laufzeit T verzögerten, diskreten Dirac-Impulses. Die Bandpass-gefilterte Impulsantwort entspricht den Koeffizienten eines digitalen FIR-Filters mit in diesem Fall 512 Koeffizienten. Die Impulsantworten sowie die Übertragungsfunktionen sind in Abbildung 6.1 bzw. 6.2 dargestellt. Die Impulsantworten in Abbildung 6.1 zeigen die Verzögerungszeiten von 47 bzw. 56 Samples. Die orangenen Linien des geschätzten Sekundärpfads entsprechen einer richtigen Schätzung der Sekundärstrecke in beiden Abbildungen. Ferner wird deutlich, dass eine Beschreibung der Übertragungsfunktion mit 512 Koeffizienten ausreichend ist, da sowohl Primär- als auch Sekundärpfad nach 256 Koeffizienten nahezu vollständig abgeklungen sind.

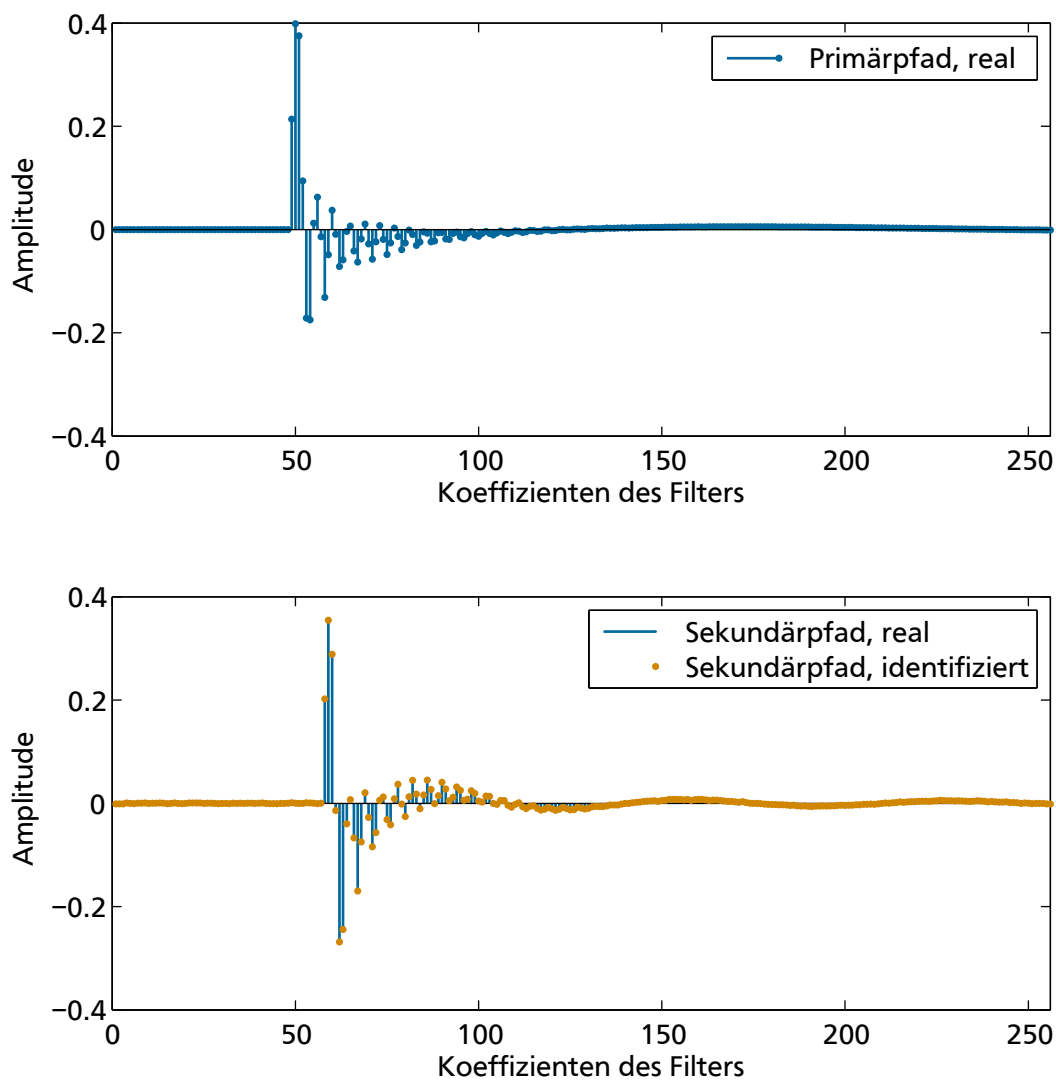


Abbildung 6.1: Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 1

Die Übertragungsfunktionen in Abbildung 6.2 zeigen den Durchlassbereich von 50 Hz bis 4000 Hz bzw. von 200 Hz bis 4000 Hz. Weiter ist die geforderte Dämpfung von 20 dB an den Grenzfrequenzen von jeweils 4000 Hz beim Primärpfad und Sekundärpfad sichtbar.

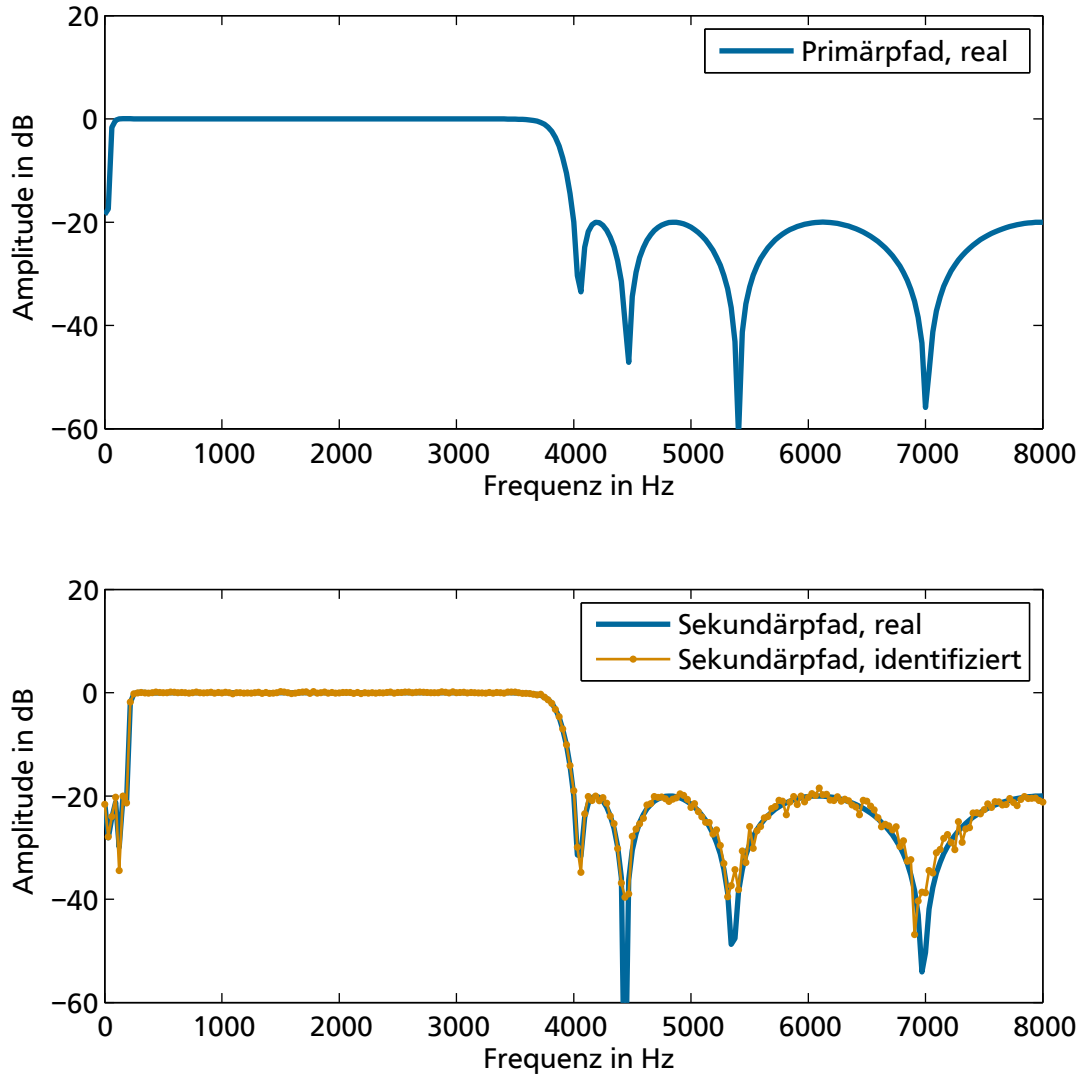


Abbildung 6.2: Übertragungsfunktion der Modellkombination 1

Modellkombination 2 – Bandpass-Filter mit Laufzeit und überlagerte Resonanzspitzen

Modellkombination 2 erweitert die Systemmodelle um eine frequenzspezifische Übertragungsfunktion. Zusätzlich zum Bandpass-Verhalten und zur Laufzeit T werden Resonanzspitzen überlagert. Damit kann das strukturdynamische Verhalten im Modell realistischer abgebildet werden. Die Laufzeiten T und die unteren Grenzfrequenzen f_u bleiben identisch, die obere Grenzfrequenz f_o des Primärpfads wird zu 2000 Hz gewählt. In Anlehnung an die Übertragungsfunktion des experimentellen Modells (Abbildung 4.7, Seite 35) wird ein Frequenzvektor

$$\mathbf{f} = \frac{2\pi}{f_s} \cdot (120, 220, 240, 290, 320, 340, 450, 630, 880, 1100, 1250, 1400, 1730)^T \quad (6.2)$$

aufgebaut. Er besteht aus den Frequenzen, die zu einer Verstärkung führen. Die Frequenzen entsprechen näherungsweise denen aus Abbildung 4.7, werden allerdings um weitere ergänzt, um den Frequenzbereich bis 2000 Hz vollständig zu umfassen. Jede Frequenz entspricht einer Resonanz, der eine exponentielle Dämpfung mit einer individuellen Zeitkonstanten

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{\text{Primär}} &= \frac{N - d_{\text{Primär}}}{20} \cdot (0,2 \ 0,5 \ 0,8 \ 0,6 \ 0,6 \ 0,6 \ 0,6 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 0,1 \ 0,01)^T \cdot T_0 \\ \mathbf{T}_{\text{Sekundär}} &= \frac{N - d_{\text{Sekundär}}}{20} (0,05 \ 0,1 \ 0,2 \ 0,4 \ 0,8 \ 1,2 \ 2 \ 3 \ 0,4 \ 3 \ 2 \ 1 \ 0,5)^T \cdot T_0 \end{aligned} \quad (6.3)$$

zugewiesen wird. Die Dämpfung der einzelnen Sinusterme wird als Faktor einer fiktiven Zeitkonstante T_0 gewählt. Die jeweiligen Impulsantworten sollten innerhalb der Filterlänge N von 1024 Koeffizienten abklingen. Nach 5 Zeitkonstanten liegt weniger als 1 % des ursprünglichen Werts vor. Bei der Wahl der Zeitkonstante T_0 zu einem Zwanzigstel der verfügbaren Samples ($N - d$) kann davon ausgegangen werden, dass die Übertragungsfunktion mit den verfügbaren Samples genau beschrieben werden kann. Für Primär- und Sekundärpfad werden unterschiedliche Zeitkonstanten gewählt, um positionsabhängige Steuerbarkeiten abzubilden.

Zur Erzeugung der Modellkombination wird eine synthetische Impulsantwort aufgebaut, die nach der Laufzeit mit den Resonanzfrequenzen und den zugehörigen Abklingkonstanten ausschwingt. Die Impulsantwort

$$\mathbf{v} = [\mathbf{v}_{\text{Verzögerung}} \mathbf{v}_{\text{Impulsantwort}}]_{1,N} \quad (6.4)$$

setzt sich aus der Verzögerungszeit

$$\mathbf{v}_{\text{Verzögerung}} = [0 \cdots 0]_{1,d_{\text{Samples}}} \quad (6.5)$$

und der eigentlichen, unverzögerten Impulsantwort

$$\mathbf{v}_{\text{Impulsantwort}} = \sum_i (\sin[f_i \cdot \mathbf{v}_0] \cdot \exp(T_i^{-1} \cdot \mathbf{v}_0)) \quad (6.6)$$

mit

$$\mathbf{v}_0 = [1, 2, 3 \cdots N - d_{\text{Samples}}]_{1,N-d_{\text{Samples}}} \quad (6.7)$$

zusammen.

Die Impulsantwort \mathbf{v} wird mit den beiden Bandpass-Filtern gefiltert. Das Filterergebnis entspricht der Übertragungsfunktion von Primär- und Sekundärpfad der Modellkombination 2 und ist in Abbildung 6.3 und 6.4 dargestellt. Die Impulsantwort in Abbildung 6.3 zeigt die beiden Laufzeiten und ein komplexes Ausklingverhalten, das den Koeffizienten eines FIR-Filters als Übertragungsfunktion entspricht. Es werden mit 256 Koeffizienten ein Viertel der Koeffizienten des Filters abgebildet. Der identifizierte Sekundärpfad entspricht einer richtigen Schätzung. In der spektralen Übertragungsfunktion in Abbildung 6.4 sind die Resonanzfrequenzen aus Gleichung (6.2) und das Bandpass-Verhalten zu erkennen. Bei 880 Hz ergibt sich im Sekundärpfad aufgrund der niedrigen Zeitkonstante von 0,4 in Gleichung (6.3) eine geringe Steuerbarkeit.

Modellkombination 3 - Identifiziertes Modell

Modellkombination 3 wurde im Gegensatz zu den beiden anderen Modellkombinationen aus physikalischen Messdaten gewonnen. Mit den experimentell ermittelten Daten des Messaufbaus aus Tabelle D.3 wird eine Übertragungsfunktion für Primär- und Sekundärpfad identifiziert. Der Schätzer für die Identifikation basiert auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Der Primärpfad entspricht dabei dem Pfad von der Kraftanregung mittels elektrodynamischen Schwingerregers zu Mikrofon, der Sekundärpfad dem Pfad von Piezokeramik zu Mikrofon. Bei beiden Pfaden ist das Verhalten der jeweiligen Verstärker mit abgebildet.

Die Abbildungen 6.5 und 6.6 zeigen die identifizierten Übertragungsfunktionen. Der Primärpfad entspricht dabei dem größeren Frequenzbereich der in Abbildung 4.10 vorgestellten Übertragungsfunktion zwischen Kraftanregung mittels Schwingerreger und Mikrofon. In Abbildung 6.5 sind die Laufzeiten des Schalls während der ersten Abtastschritte in den Impulsantworten zu erkennen. Im unteren Teil der Abbildung zeigt sich, dass das LMS-Filter zur Identifikation des Sekundärpfads auch bei einer realen Übertragungsfunktion ein präzises Modell erstellt. Die Impulsantwort von gemessener Impulsantwort (blaue Linien) und geschätzter Impulsantwort (orangene Punkte) stimmt sehr gut überein.

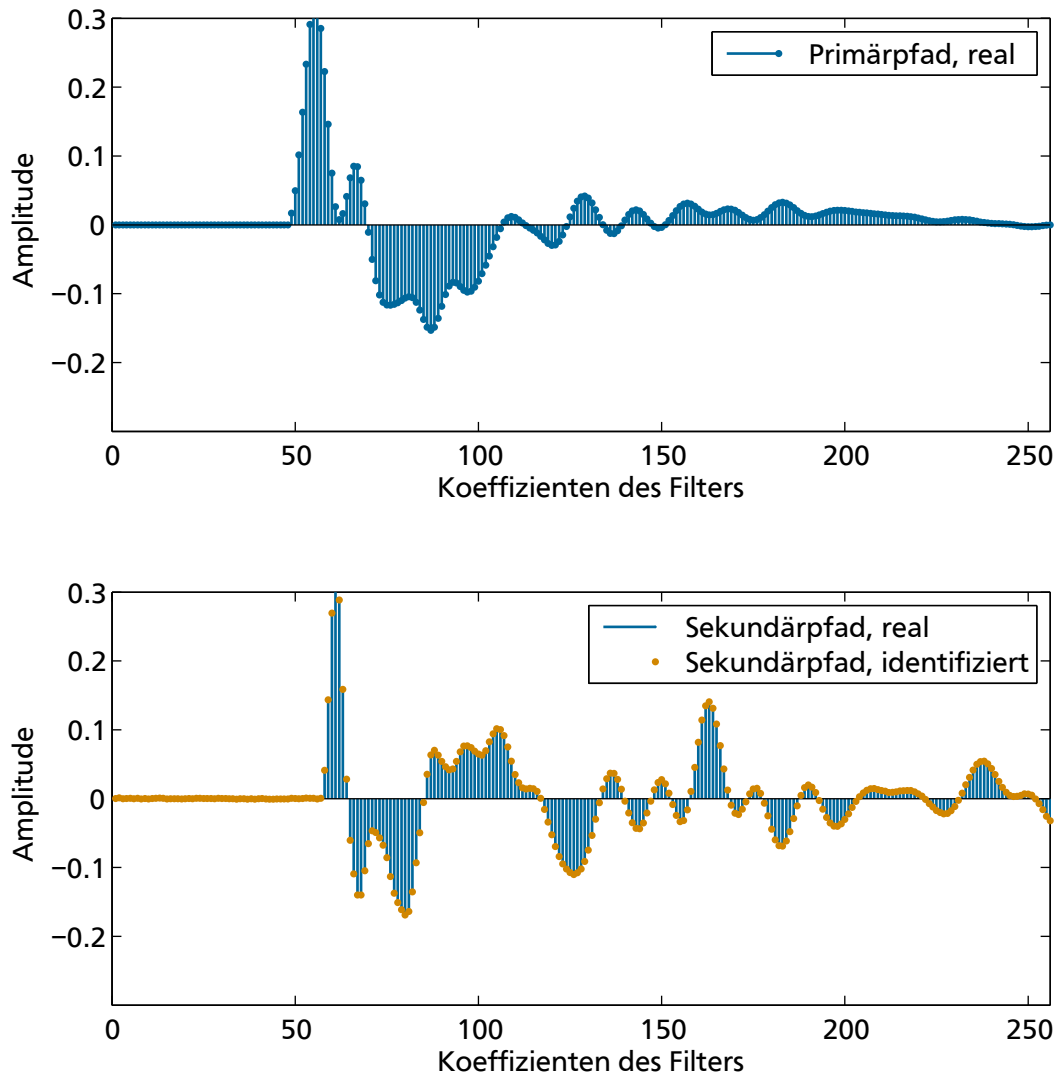


Abbildung 6.3: Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 2

In Abbildung 6.6 sind die Übertragungsfunktionen von Primär- und Sekundärpfad im Frequenzbereich dargestellt. Die Verstärkung des Primärpfads sinkt ab ca. 2000 Hz mit zunehmender Frequenz. Ab 5000 Hz steigt der Betrag der Amplitude der Übertragungsfunktion wieder sehr steil an. Dies widerspricht der physikalischen Erwartung eines elektrodynamischen Schwingerregers. Möglicherweise ergeben sich während der Identifikation bei hohen Frequenzen numerische Unstimmigkeiten in Form von Divisionen („Null geteilt durch Null,“) und führen zu einer Überschätzung der Übertragungsfunktion. Der untere Graph zeigt die mit der Frequenz zunehmende Verstärkung des Sekundärpfads. Ab ca. 2000 Hz bleibt die Verstärkung konstant, ist allerdings von Resonanzen überlagert. Erst ab ca. 4000 Hz sinkt die Verstärkung wieder ab.

Durch ein Aufteilen der Übertragungsfunktionen der einzelnen Segmente *Verstärker*, *Schwingerreger* und *Strukturdynamik* des Primärpfads könnten diese unterschiedlichen Verstärkungen in einzelne Komponenten getrennt werden. Für diesen Anwendungsfall ist allerdings die gesamte Übertragungsfunktion entscheidend. Welche Teil-Übertragungsfunktion welche Frequenz wie stark beeinflusst, ist von außen betrachtet – bei Einhaltung aller Stellgrößenbeschränkung – unerheblich. Für einen modularen Aufbau ist es vorteilhaft, die Übertragungsfunktionen jeder einzelnen Komponente zu identifizieren. Nur so können die Auswirkungen von wechselnden Komponenten auf die (Gesamt-)Übertragungsfunktion in der Simulation abgeschätzt werden.

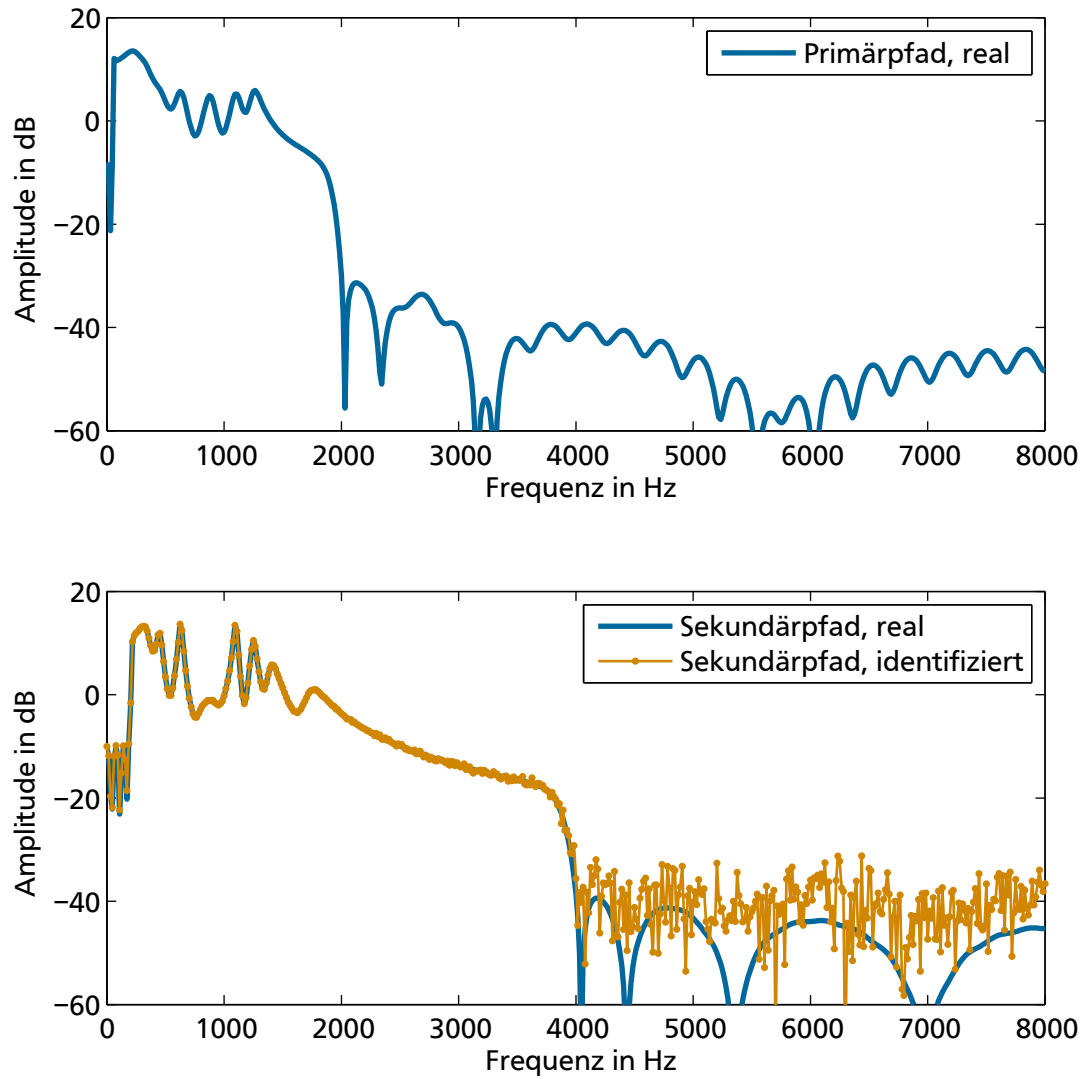


Abbildung 6.4: Übertragungsfunktion der Modellkombination 2

6.1.2 Anregungsmodelle

Für die folgenden Simulationen werden unterschiedliche synthetische Anregungssignale erstellt.

Multisinus

Als erstes Anregungssignal

$$x_{\text{Anregung}}(t) = \sum_{i=1}^{12} [A_{\text{Sinus},i} \sin(2\pi f_i t + \varphi_{0,i})] + x_{\text{Rauschen}}(t)$$

mit $\mathbf{f} = (250, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250, 2500, 2750, 3000)^T$,

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{180} \cdot (235, 175, 34, 347, 328, 316, 3, 37, 321, 334, 328, 124)^T$$

und $A_{\text{Sinus}} = \sin\left(2\pi \frac{\mathbf{f}}{f_s} \cdot 2\right)$ (6.8)

dient ein Multisinus aus 12 Einzeltönen mit unterschiedlicher Frequenz f_i und Phasenlage $\varphi_{0,i}$. Die Frequenzen \mathbf{f} der Einzeltöne entsprechen Vielfachen einer Grundfrequenz von 250 Hz. Dadurch wird ein

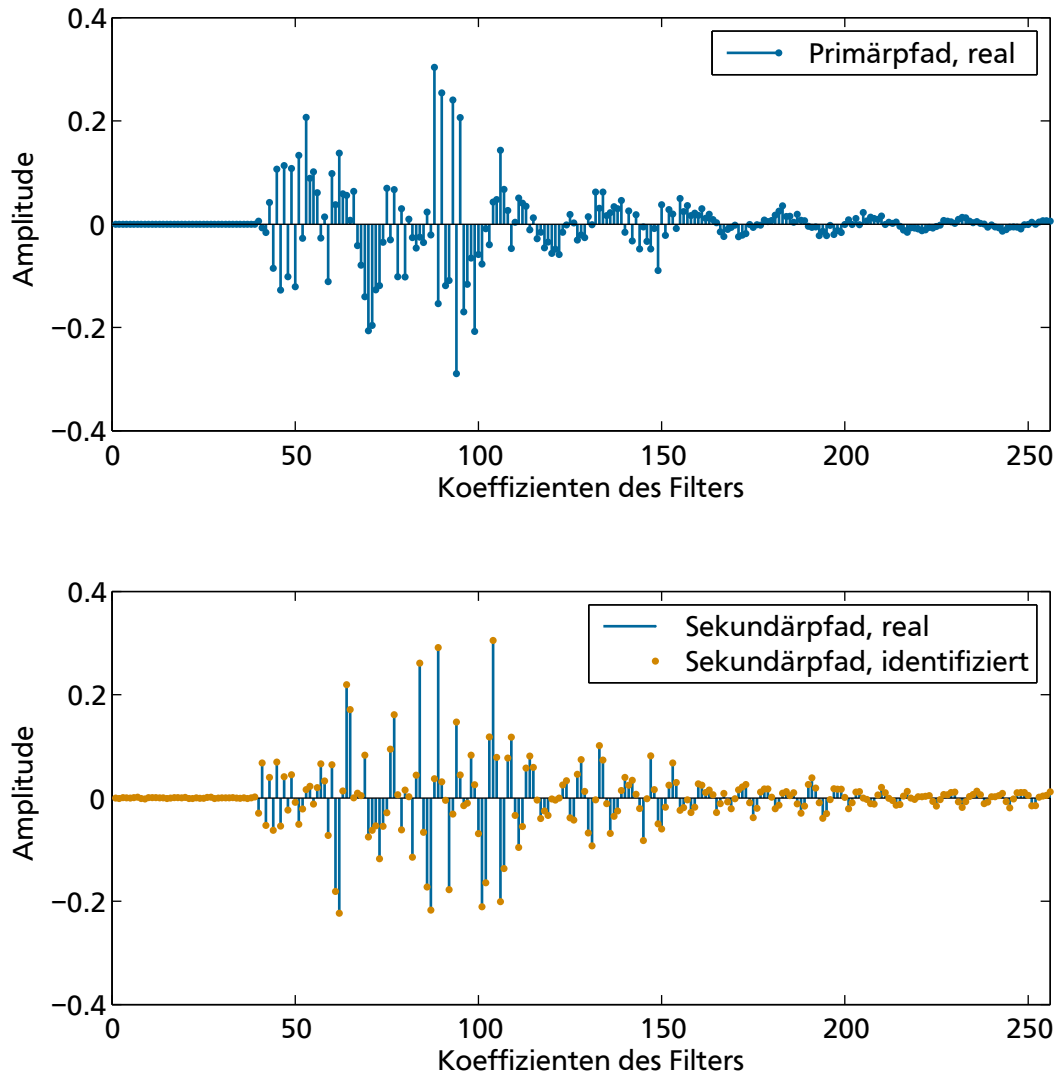


Abbildung 6.5: Impulsantworten (Filterkoeffizienten) der Modellkombination 3

Obertonverhalten eines nicht ideal Sinus-förmigen Zeitsignals nachgebildet. Die Phasenlagen φ_0 werden zufällig und gleichverteilt im Bereich von 0° und 360° gewählt. Die Amplituden A_{Sinus} der Einzeltöne verlaufen Sinus-förmig über den Frequenzbereich.

Multisinus mit Bandpass-gefiltertem Rauschen

Das 2. Anregungssignal entspricht der Summe aus dem ersten Anregungssignal – dem Multisinus – und einem Bandpass-gefilterten Rauschen. Das Bandpass-gefilterte Rauschen liegt zwischen den Grenzfrequenzen von 200 Hz und 4000 Hz. Der Summenschalldruckpegel des Rauschgenerators beträgt 56 dB. Durch die anschließende Bandpass-Filterung verbleibt ein Schalldruckpegel von 52,6 dB. Ein Welch-Spektrum der Anregungsfunktion wird in Abbildung 6.7 dargestellt. Darin sind die tonalen Komponenten mit Kreisen markiert. Das Rauschniveau wird deutlich sowie das Bandpass-Verhalten des Rauschens von 200 Hz bis 4000 Hz mit einer Dämpfung von 20 dB gegenüber dem Durchlassbereich. Die Sinus-förmig variierende Amplitude der Töne ist klar erkennbar. Das Geräusch besitzt einen Schalldruckpegel von 60 dB.

Bandpass-gefiltertes Rauschen

Das 3. Anregungssignal besteht ausschließlich aus dem Bandpass-gefilterten Rauschen.

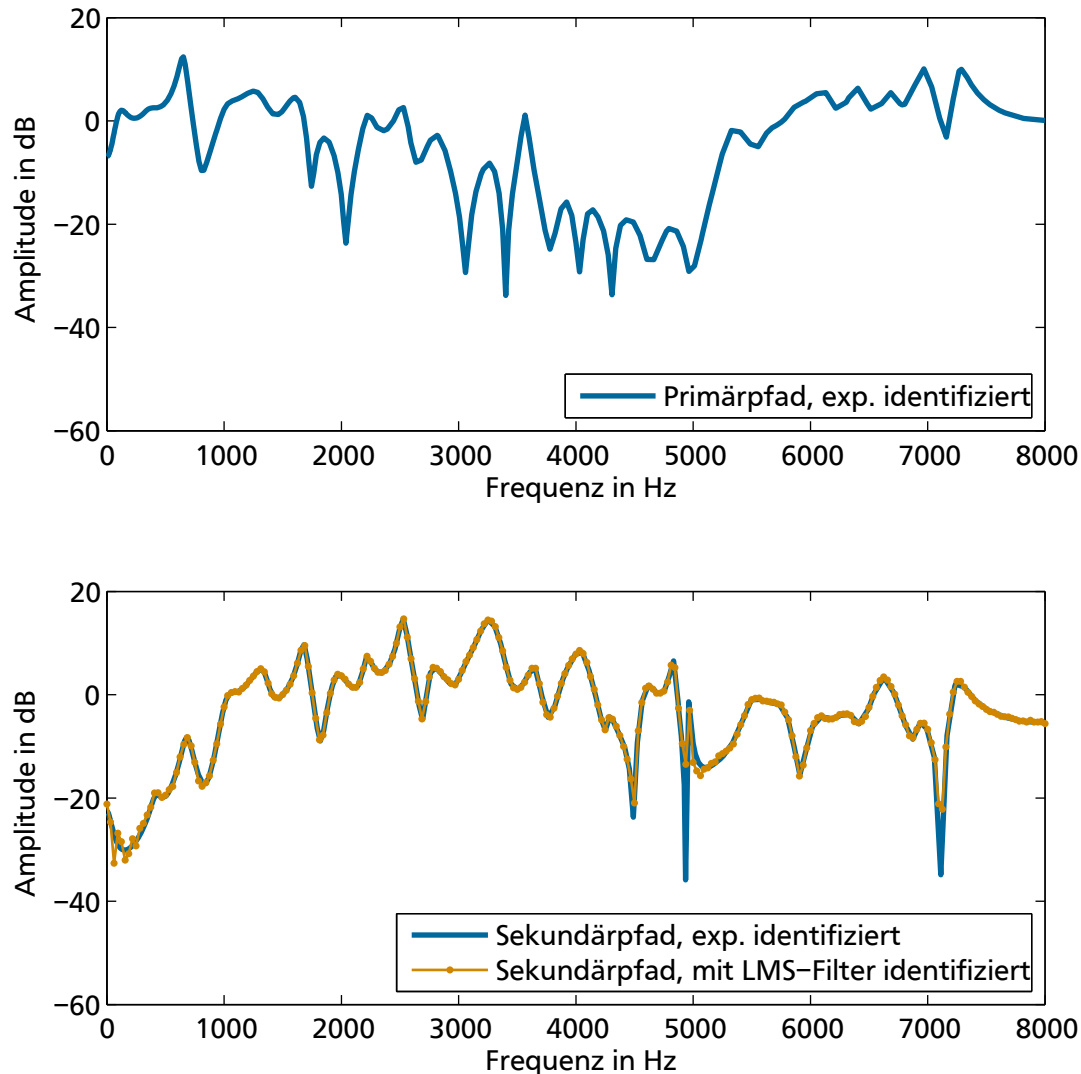


Abbildung 6.6: Übertragungsfunktion der Modellkombination 3

Presslufthammergeräusch

Als 4. Anregungssignal kommt ein praxisnahes Geräusch in Form eines Presslufthammers zum Einsatz. Es wird bezüglich des Schalldruckpegels auf 60 dB normiert und für die Stabilität des adaptiven Filters oberhalb von 4000 Hz Tiefpass-gefiltert. Eine Anpassung der Abtastrate auf 16 kHz erfolgt.

Zahnbürstengeräusch

Das 5. Anregungssignal entspricht einem Zahnbürstengeräusch. Es wird wie die anderen Anregungssignale auf den Schalldruckpegel von 60 dB normiert und für die Stabilität des adaptiven Filters ebenfalls oberhalb von 4000 Hz Tiefpass-gefiltert. Eine Anpassung der Abtastrate auf 16 kHz erfolgt.

6.1.3 FxLMS-Filter

Die prinzipielle Wirksamkeit des FxLMS-Filters wird anhand der Modellkombination 1 vorgestellt. Für diese und alle weiteren Simulationen wird eine Schrittweite μ von 0,01 und der Leakage-Faktor nahe bei 1 zu 0,998 gewählt. Die Filterlänge des normalisierten LMS-Filters beträgt stets 256 Koeffizienten. Zur Nachbildung der Realität wird den gemessenen Werten in Form von Anregung x und Fehlersignal e

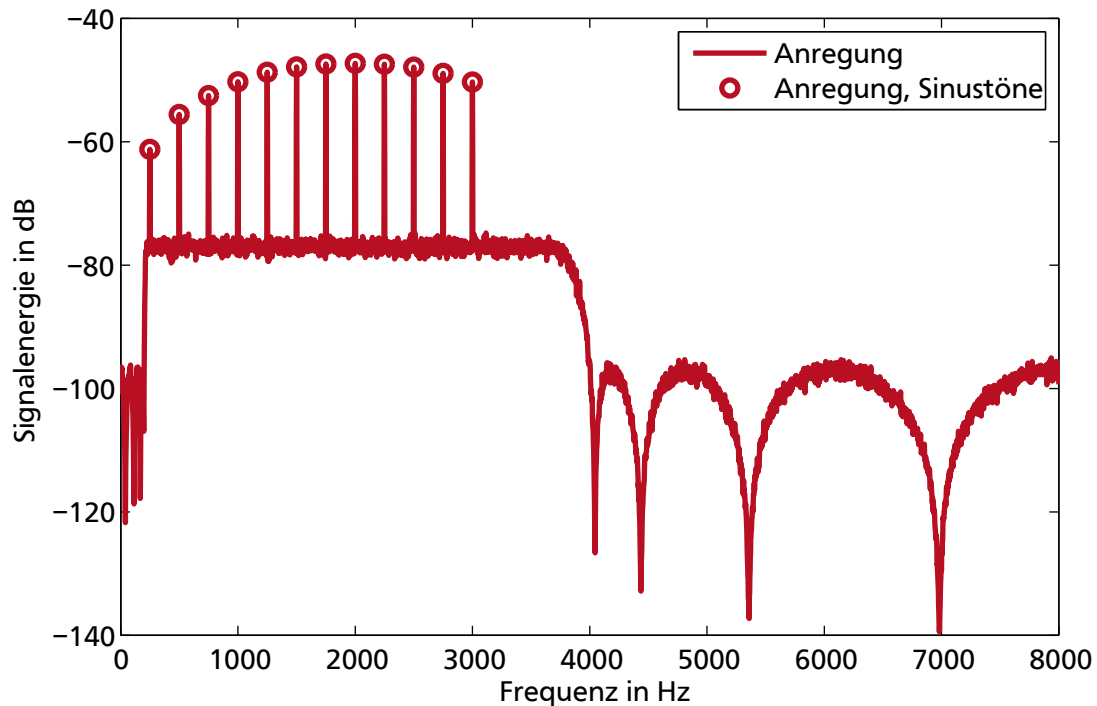


Abbildung 6.7: Welch-Spektrum der Anregungsfunktion

jeweils ein Rauschen überlagert. Der Effektivwert des Rauschens beträgt ca. 2 % des Effektivwerts vom Anregungssignal.

Abbildung 6.8 zeigt das Ergebnis der letzten 10 Sekunden einer Simulation von 100 Sekunden Dauer im Frequenzbereich von 0 Hz bis 8000 Hz. Darin sind die 12 Anregungstöne mit den unterschiedlichen Amplituden sowie das Rauschen in Rot zu erkennen. Die Darstellung entspricht dem Ausgang des Primärpfads. Der Primärpfad entspricht in diesem Fall der Modellkombination 1. Die Töne der Anregung sind zur Verdeutlichung der Wirksamkeit des Filters durch quadratische Marker hervorgehoben. Die Dämpfungen des Bandpass-Verhaltens des Anregungssignals sowie von Primärpfad von je 20 dB addieren sich zu einer Dämpfung von 40 dB oberhalb von 4000 Hz. Die Sinus-Töne sind wieder durch eine kreisförmige Markierung hervorgehoben. Das Fehlersignal in Grün zeigt, dass es gelingt, die tonalen Komponenten durch das FxLMS-Filter stark – fast bis auf das Rauschniveau – zu reduzieren.

Das Blockschaltbild des FxLMS-Filters zeigt Abbildung 6.9. Darin sind wie üblich der Primär- und Sekundärpfad in Blau, die Anregung in Rot und die Signalverarbeitung in Orange markiert. Der rote Block *Anregung* gibt das Anregungsgeräusch aus. Die Wahl des jeweiligen Anregungsgeräusch kann programmgesteuert festgelegt werden. Das *Sensorrauschen* in Blau bildet eine nicht ideale Messung von Anregungs- und Fehlersignal nach. Es wird jeweils vor der Signalverarbeitung addiert, um eine realitätsnahe Simulation zu erzielen. Die beiden grünen Blöcke dienen der *Vorfilterung* des Anregungssignals $x(n)$ und des Fehlersignals $e(n)$ und können programmgesteuert auf die jeweilige Vorfilterung eingestellt werden. Für die Variante des FxLMS-Filters findet keine Filterung statt und das Signal wird durchgeleitet. Das *LMS-Filter* berechnet aus den gemessenen und mit dem geschätzten Modell des Sekundärpfads $\hat{S}(z)$ gefilterten Anregungen die Filterkoeffizienten \mathbf{w} für das *Digital-Filter*. Im Innern des Blocks erfolgt die Update-Gleichung der Filterkoeffizienten nach Gleichung (5.1). Im Block *w-Verarbeitung* befindet sich eine Kontrolle, die die Simulation beim Überschreiten eines Grenzwerts abbricht¹⁹. Dadurch kann die Instabilität des Filters frühzeitig erkannt und im späteren Einsatz vorhandene Aktorik geschützt werden. Das LMS-Filter besitzt weitere Eingänge für die Schrittweite μ , den Leakage-Faktor sowie eine Binär-Variable zum Ein- und Ausschalten des Filters. Mit den Filterkoeffizienten \mathbf{w} wird das gemessene Anregungssignal

¹⁹ In diesem Fall beträgt das Abbruchkriterium 10^8 für den größten Filterkoeffizienten.

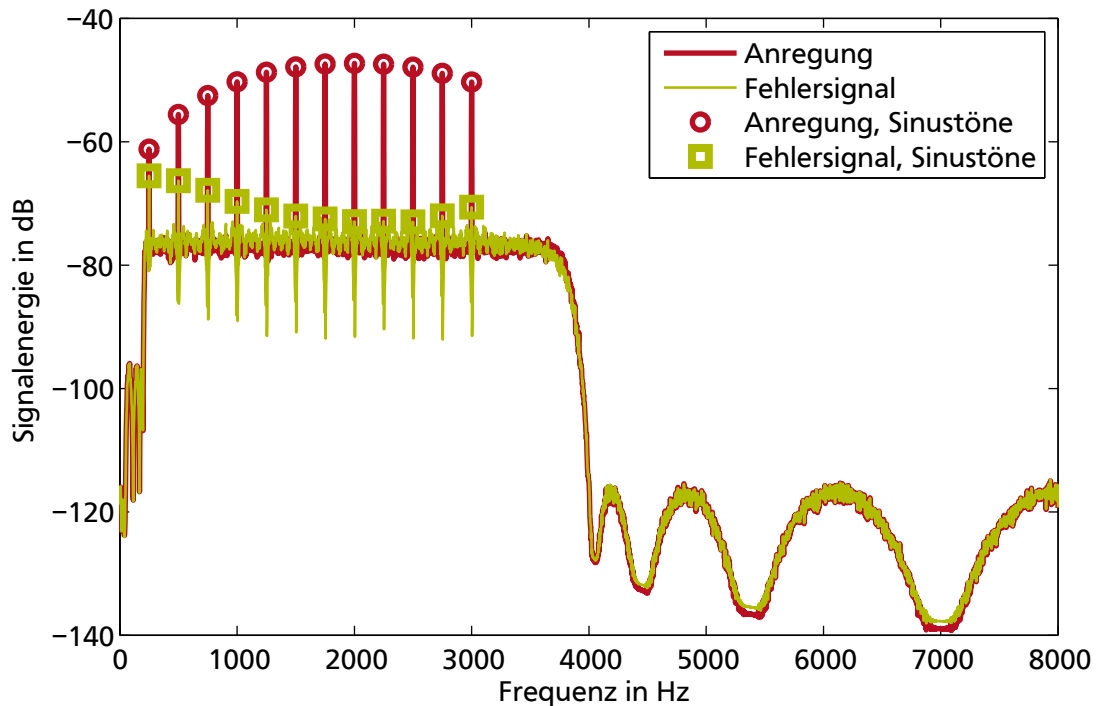


Abbildung 6.8: Wirksamkeit des FxLMS-Filters mit Modell 1

gefiltert und dient daraufhin als Stellgröße für den *realen Sekundärpfad* $S(z)$ in Blau und wird am Summationspunkt (+) mit dem ursprünglichen Signal, welches über den *Primärpfad* $P(z)$ läuft, überlagert. Der Summationspunkt würde in der praktischen Anwendung dem Immissionspunkt – dem menschlichen Ohr – entsprechen. Die beiden Blöcke *Uhr* und *Anzeige* dienen der Überwachung des Simulationsfortschritts. Im Blockschaltbild befindet sich oben rechts das *Datenmanagement* zur Auswertung der Simulation.

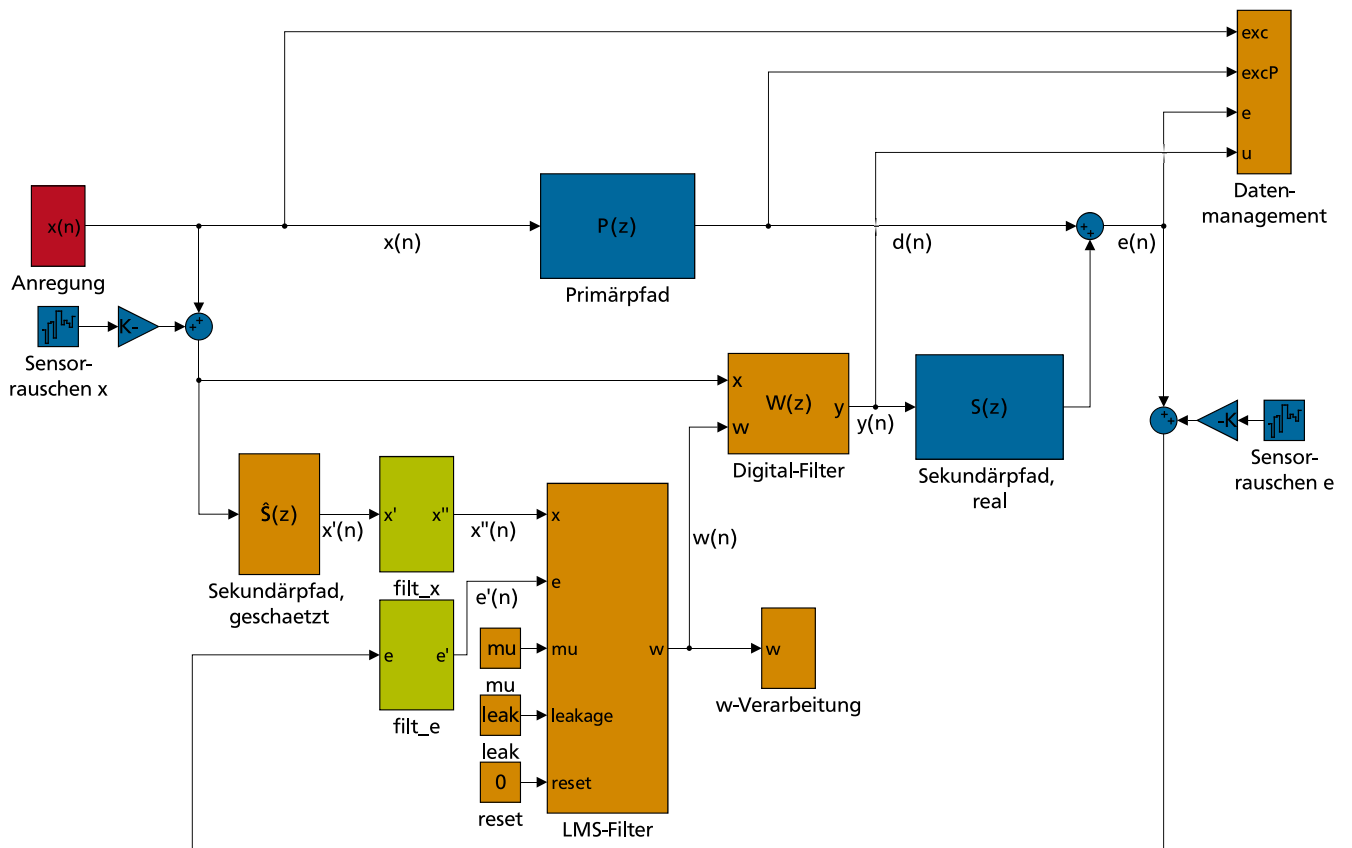


Abbildung 6.9: Blockschaltbild des FxLMS-Filters

6.1.4 Simulationsergebnisse der Varianten und Erweiterungen durch Vorfilterung des Fehlersignals

Mit den Modellkombinationen 1 und 2 aus Abschnitt 6.1.1 werden simulationsbasierte Versuche durchgeführt. Als Anregungssignale dienen die 5 unterschiedlichen Varianten aus Abschnitt 6.1.2. Die 4 untersuchten Varianten der Vorfilterung entsprechen den in Abschnitt 5.1 vorgestellten – herkömmliches FxLMS-Filter ohne Bewertung, A-bewertet, Bewertung nach Gehörkennlinien (Ohrbewertung), Bewertung nach der empfundenen Lautheit. Beide Modellkombinationen in 4 Varianten mit 5 Anregungssignalen ergeben 40 Simulationen. Um Sättigungseffekte bei der Lautheit mitbewerten zu können, werden die Anregungssignale einmal in ihrer ursprünglichen Form mit ca. 60 dB und einmal um den Faktor 10 verstärkt – mit einem um 20 dB erhöhten Schalldruckpegel von ca. 80 dB – angewendet. Daraus folgen weitere 40 Simulationen. Jede Simulation wird über einen Zeitraum von 100 Sekunden durchgeführt, damit Einschwingeffekte des adaptiven Filters ausgeschlossen werden können. Als Bewertungsgröße werden die Pegel aus den Effektivwerten der Zeitsignale sowie die Lautheiten betrachtet. Der zur Berechnung der Größen herangezogene Zeitbereich entspricht den letzten 10 Sekunden der Simulation (Sekunde 90 bis Sekunde 100).

In Abbildung 6.10 werden Pegeländerungen ΔL mit den Lautheitsänderungen ΔN der Fehlersignale $e(n)$ aller Simulationen in Form eines Streudiagramms²⁰ gegenübergestellt. Die Pegeländerung

$$\Delta L = L_e - L_d \quad (6.9)$$

entspricht dabei der Pegeländerung vom Ausgang des Primärpfads $d(n)$ zum Fehlersignal $e(n)$. Für die Lautheitsänderung

$$\Delta N = N_e - N_d \quad (6.10)$$

gilt entsprechend die Änderung von der Lautheit des Signals am Ausgang des Primärpfads $d(n)$ zur Lautheit des Fehlersignals $e(n)$. Ohne aktive Maßnahme würden Fehlersignal $e(n)$ und Ausgang des Primärpfads $d(n)$ dem gleichen Signal entsprechen, die Änderung wäre jeweils Null.

Die unterschiedlichen Anregungsvarianten werden farblich markiert. Zusätzlich wird Modellkombination 1 mit kleinen, Modellkombination 2 mit großen Markern visualisiert. Quadratische Marker entsprechen einer Anregung mit 60 dB, runde Marker einer um 20 dB erhöhten Anregung. Die beiden Korrelationskoeffizienten $\text{Kor}_{60\text{dB}}(X, Y)$ und $\text{Kor}_{80\text{dB}}(X, Y)$ sind oben links angegeben. Das Achsenkreuz und die Ursprungsgerade sind mit gestrichelten Linien in schwarz dargestellt. Die Näherungsgeraden nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate sind durchgezogen und in Grau dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass fast alle Marker im 3. Quadranten des Diagramms liegen. Durch die aktive Maßnahme verbessern sich sowohl die Pegel als auch die Lautheiten des Fehlersignals. Die Korrelationskoeffizienten $\text{Kor}_{60\text{dB}}(X, Y)$ von 0,97 bzw. $\text{Kor}_{80\text{dB}}(X, Y)$ von 0,94 stellen eine sehr starke Korrelation dar. Das heißt, eine starke Lautheitsänderung bedingt eine starken Pegeländerung – und umgekehrt. Dies lässt sich im Diagramm sowohl durch die Näherungsgeraden als auch die jeweiligen Punkte deutlich erkennen. Die Steigungen der beiden Näherungsgeraden sind unterschiedlich. Dies lässt sich mit dem pegelabhängigen Zusammenhang von Lautheit und Schalldruckpegel erklären. Die Lautheit reduziert sich bei gleicher Pegeländerung umso mehr, je lauter der Schalldruckpegel des Geräuschs ist. Die meisten Marker einer Farbe liegen als kompakte Cluster vor. Das Anregungsgeräusch ist demzufolge entscheidender für die Wirksamkeit der aktiven Maßnahme als die jeweilige Filterungsvariante. Dabei werden die größten Veränderungen stets bei dem Anregungsgeräusch des Multisinus erreicht. Dies entspricht der Erwartung, dass reine tonale Störungen von dem adaptiven FxLMS-Filter besonders gut reduziert werden können.

Abbildung 6.11 stellt den Ausschnitt um den Ursprung herum vergrößert dar. Darin ist zu erkennen, dass die Anregungsgeräusche mit dem höheren Schalldruckpegel (Kreise) bei gleicher Pegelreduktion eine größere Lautheitsreduktion erzielen. Sowohl die Lautheitsreduktion als auch die Pegelreduktion liegt im

²⁰ engl. scatter plot

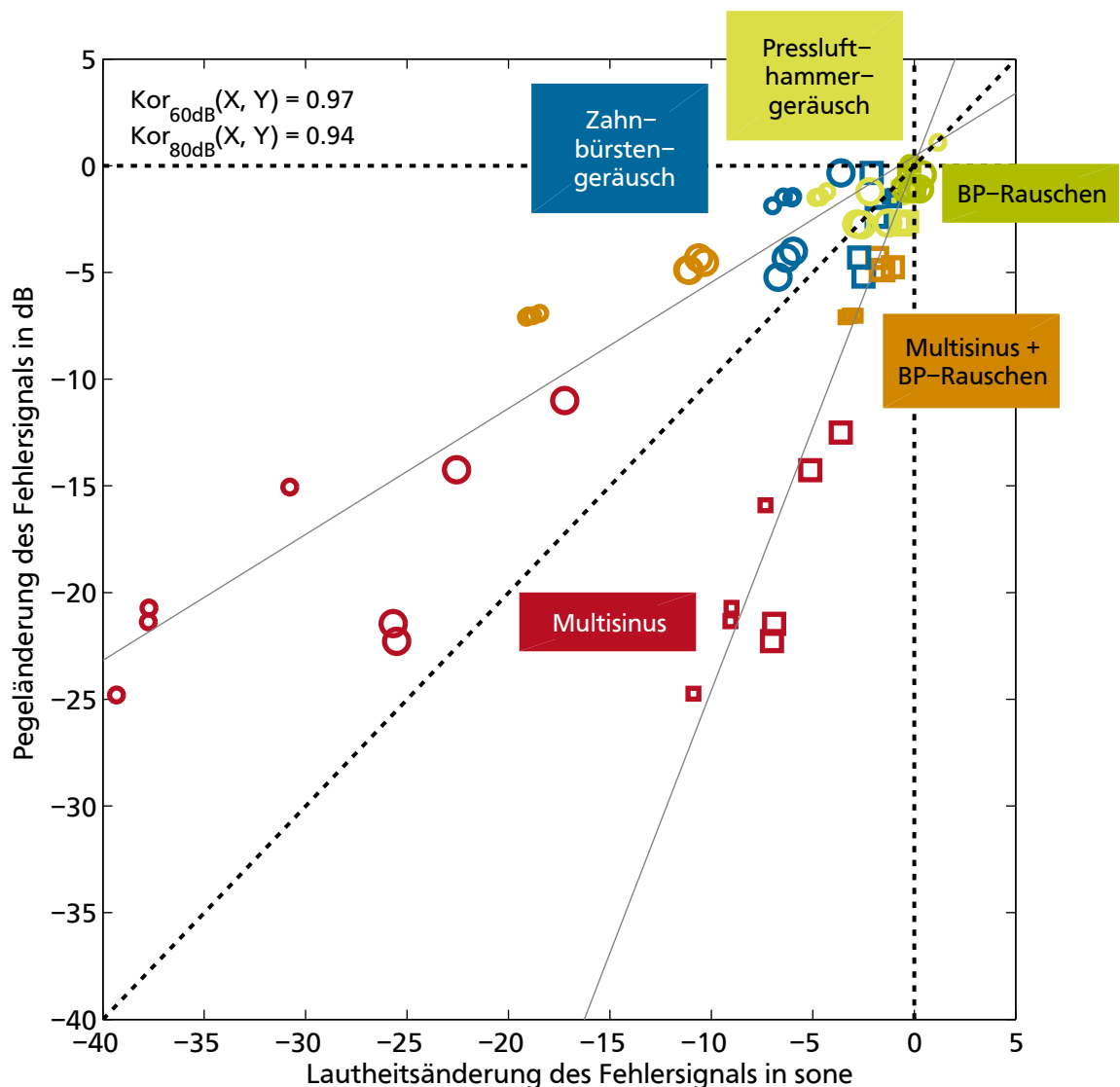


Abbildung 6.10: Streudiagramm der Lautheits- und Pegeländerungen

Bereich zwischen 0 sone und -10 sone bzw. 0 dB und -10 dB. Die Streuung der einzelnen Cluster ist beim Zahnbürstengeräusch am stärksten ausgeprägt. Das bedeutet, die unterschiedlichen Filterungsvarianten bewirken vor allem beim Zahnbürstengeräusch unterschiedliche Verbesserungen. Dabei ist insbesondere auf die Variante *Modellkombination 2, Anregung 60 dB, Zahnbürstengeräusch* hinzuweisen (große, blaue Quadrate). Obwohl die Lautheit in allen 4 Filterungsvarianten nahezu gleich um 3 sone abnimmt, stellen sich 4 deutlich unterschiedliche Pegeländerungen im Bereich zwischen 0 dB und -6 dB ein.

Im vergrößerten Ausschnitt wird außerdem deutlich, dass das Bandpass-Rauschen in dunkelgrün durch die aktiven Maßnahmen weder in seiner Lautheit noch in seinem Schalldruckpegel maßgeblich verändert werden kann. Dies entspricht der Erwartung, da ein breitbandiges, rauschähnliches Signal ohne tonale Überhöhungen sich von einem FxLMS-Filter nicht wesentlich reduzieren lässt. Beim Presslufthammergeräusch bewirkt die aktive Maßnahme für eine Variante eine Verschlechterung von Schalldruckpegel und Lautheit.

In Abbildung 6.12 werden die Lautheiten für jede Variante bei einer Anregung mit 60 dB als separate Balkendiagramme dargestellt. Dadurch wird die Unterscheidung der Wirksamkeit der 4 Filtervarianten möglich. Für die Modellkombination 1 ist die größte Lautheitsreduktion beim Multisinus ohne Rauschen

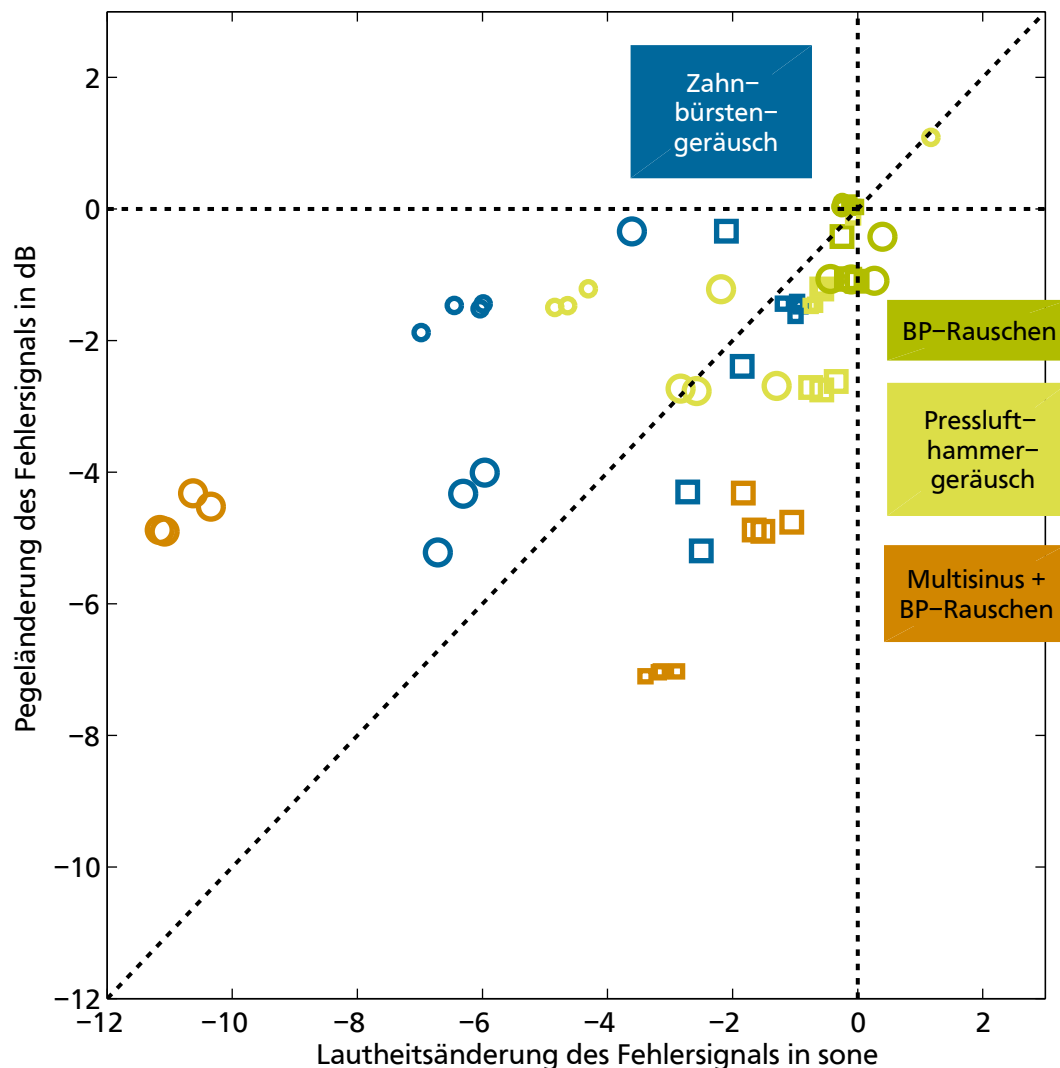


Abbildung 6.11: Ausschnitt des Streudiagramms der Lautheits- und Pegeländerungen

zu erkennen. Die ursprüngliche Lautheit beträgt 12,3 sone und kann in allen Varianten deutlich reduziert werden. Bei dieser Anregungsform ist jegliche Form von Vorfilterung schädlich für die Wirkung. Bei den restlichen Anregungsarten erfolgt durch die unterschiedlichen Vorfilterungen eine unwesentliche Veränderung der Lautheit im Vergleich zu der ungefilterten Variante. Bei der Modellkombination 2 ist bei den technischen Geräuschen (Presslufthammer- und Zahnbürstengeräusch) eine Verbesserung der Lautheit durch die Filterung mit der Gehörkennlinie zu erkennen. Die Filterung mit der Lautheitskennlinie bewirkt keine Verbesserung gegenüber den linearen Vorfilterungsvarianten.

Die Entwicklung der Schalldruckpegel aufgrund der unterschiedlichen aktiven Maßnahmen ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Zunächst ist zu erkennen, dass die Schalldruckpegel am Fehlersignal für die Modellkombination 1 bis auf das Bandpass-Rauschen jeweils den 60 dB des Anregungssignal entsprechen. In Modellkombination 2 stellen sich aufgrund der Resonanzüberhöhungen je nach Geräusch unterschiedliche Schalldruckpegel am Fehlersignal ein. In Modellkombination 1 wird beim Multisinus ohne Rauschen eine Pegelreduktion im Bereich von 20 dB erreicht. Diese Reduktion wird in dem numerischen Versuch vor allem durch das synthetische Messrauschen begrenzt. Die restlichen Anregungssignale lassen sich um den Pegelbereich bis zu 8 dB (siehe erneut Abbildung 6.11) reduzieren. Die Vorfilterungen bewirken meist

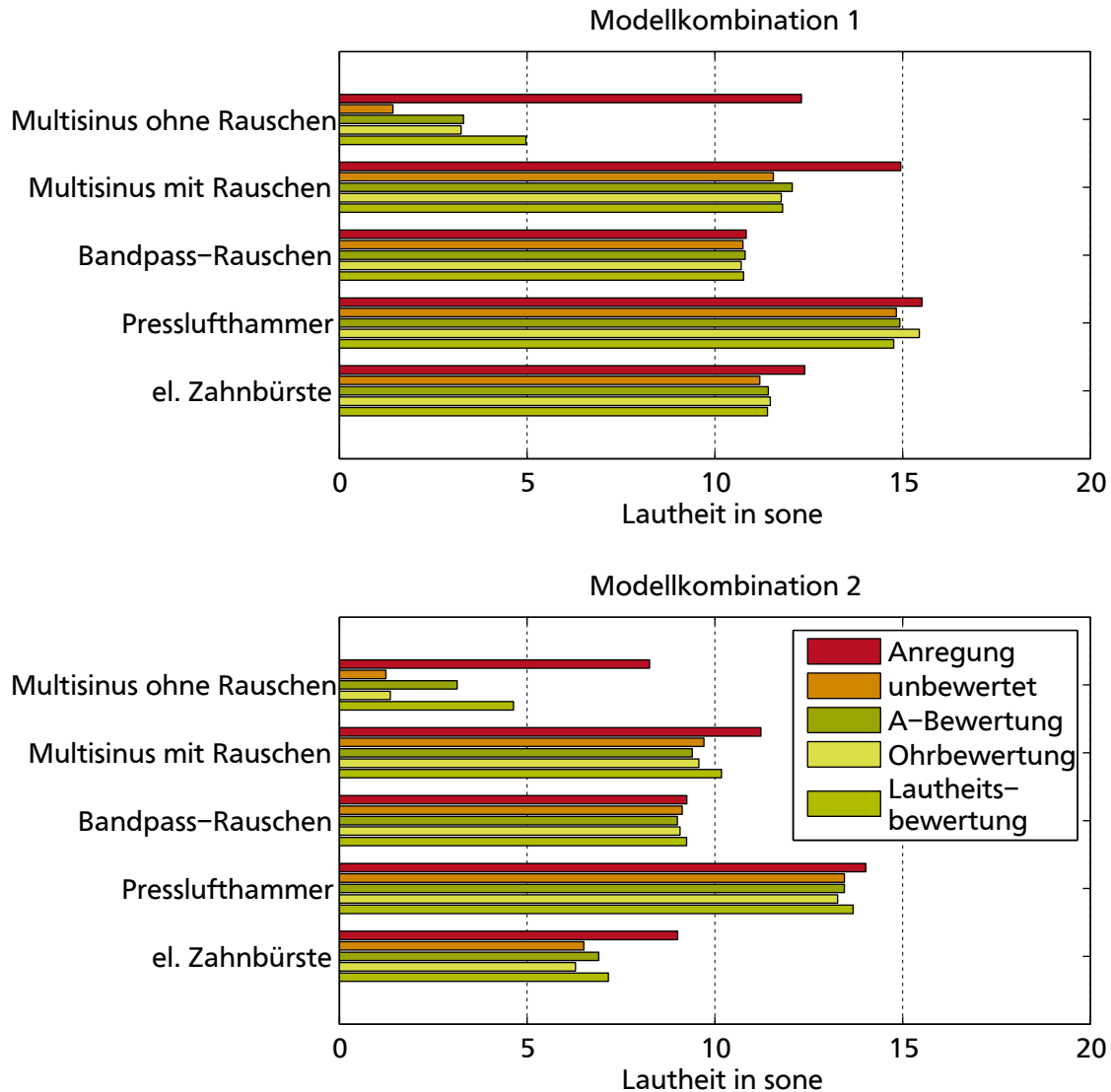


Abbildung 6.12: Lautheiten in Folge der unterschiedlichen aktiven Maßnahmen (Anregung 60 dB)

keinen Effekt. Einzig das Presslufthammergeräusch lässt sich durch eine Vorfilterung mittels der Ohrbewertung nicht reduzieren. Modellkombination 2 zeigt die größten Pegelreduktionen stets in der Variante ohne Vorfilterung. Dies steht in gewissem Widerspruch zu Abbildung 6.12. Lautheit und Schalldruckpegel haben hier leicht unterschiedliche Tendenzen.

Eine Aussage zur Wirksamkeit der aktiven Maßnahme ist vom Bewertungsmaß abhängig. Während sich für alle Geräusche (bis auf den Multisinus ohne Rauschen) mit der Modellkombination 2 Vorfilterungsvarianten finden lassen, die eine geringere Lautheit als die ungefilterte Variante ergeben, erfolgt die größte Pegelreduktion stets ohne Filterung.

In der Anregungsvariante mit Schalldruckpegeln von 80 dB ergeben sich Schalldruckpegel, die in der Erscheinung identisch sind wie die in Abbildung 6.13, allerdings um 20 dB nach rechts verschoben. Die Veränderungen der Lautheit sind in Abbildung 6.14 dargestellt. Für die Modellkombination 1 stellen sich nur unwesentliche Veränderungen der Lautheit durch die Vorfilterungen ein. Die einzige Ausnahme stellt die Vorfilterung mit der Ohrbewertung dar. Sie bewirkt sogar eine Verschlechterung der Lautheit durch die aktive Maßnahme. In der Modellkombination 2 gelingt allen aktiven Maßnahmen eine Reduktion der Lautheit bei allen Anregungsvarianten bis auf das Bandpass-Rauschen. Bei den technischen Geräuschen

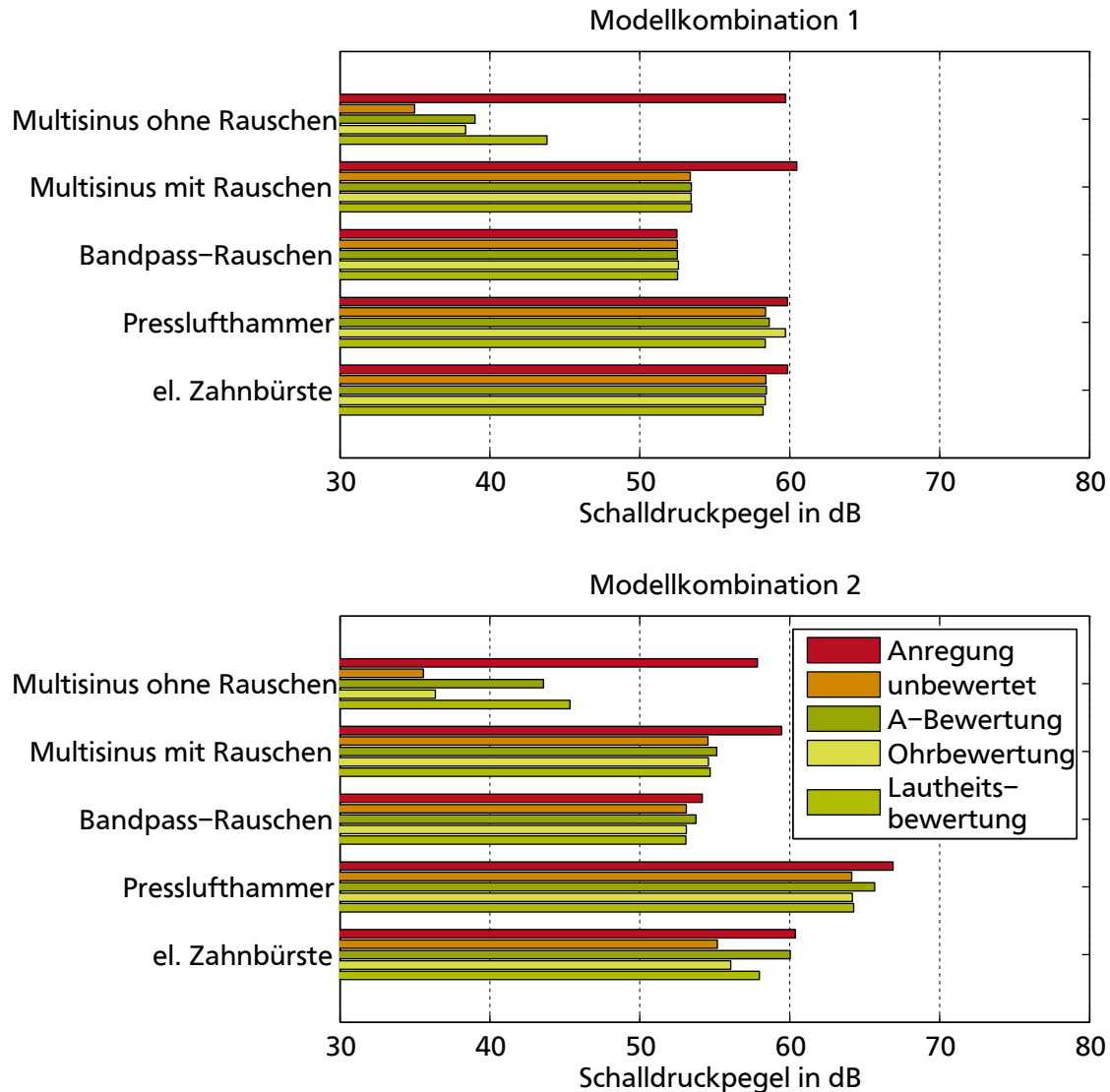


Abbildung 6.13: Schalldruckpegel in Folge der unterschiedlichen aktiven Maßnahmen (Anregung 60 dB)

erscheint die Vorfilterung mit der Ohrbewertung wieder vorteilhaft. Die A-Bewertung schneidet in allen Varianten schlechter ab als eine Bewertung mittels der Ohrkennlinie.

Simulation mit Modellkombination 3 – Identifiziertes Modell

Zusätzlich zu den beiden synthetischen Modellen werden Simulation mit der identifizierten Modellkombination 3 durchgeführt. Das Ergebnis der aktiven Maßnahme für die Variante *Modellkombination 3, Multisinus mit Rauschen, keine Vorfilterung* stellt Abbildung 6.15 dar. Im Gegensatz zu Modellkombination 1 in Abbildung 6.8 werden in Abbildung 6.15 die tonalen Resonanzen des Primärpfads von Modellkombination 3 vor allem in der Rauschanregung deutlich. Die Resonanzen stimmen mit denen des Primärpfads aus Abbildung 6.6 überein. Weiterhin ist zu erkennen, dass bei tiefen Frequenzen die tonalen Anregungsanteile (rote Kreise) nicht vollständig und damit bis auf das Rauschniveau abgeschwächt werden (grüne Quadrate). Dies lässt sich mit der fehlenden tieffrequenten Wirksamkeit des Sekundärpfads in Form von Piezokeramiken erklären. Dies wird in der Übertragungsfunktion des Sekundärpfads von Modellkombination 3 in Abbildung 6.6 deutlich. Für eine Verbesserung der aktiven Maßnahme müsste daher die Aktorik des Sekundärpfads hinsichtlich tieffrequenter Wirksamkeit verändert werden – und nicht die Signalverarbeitung.

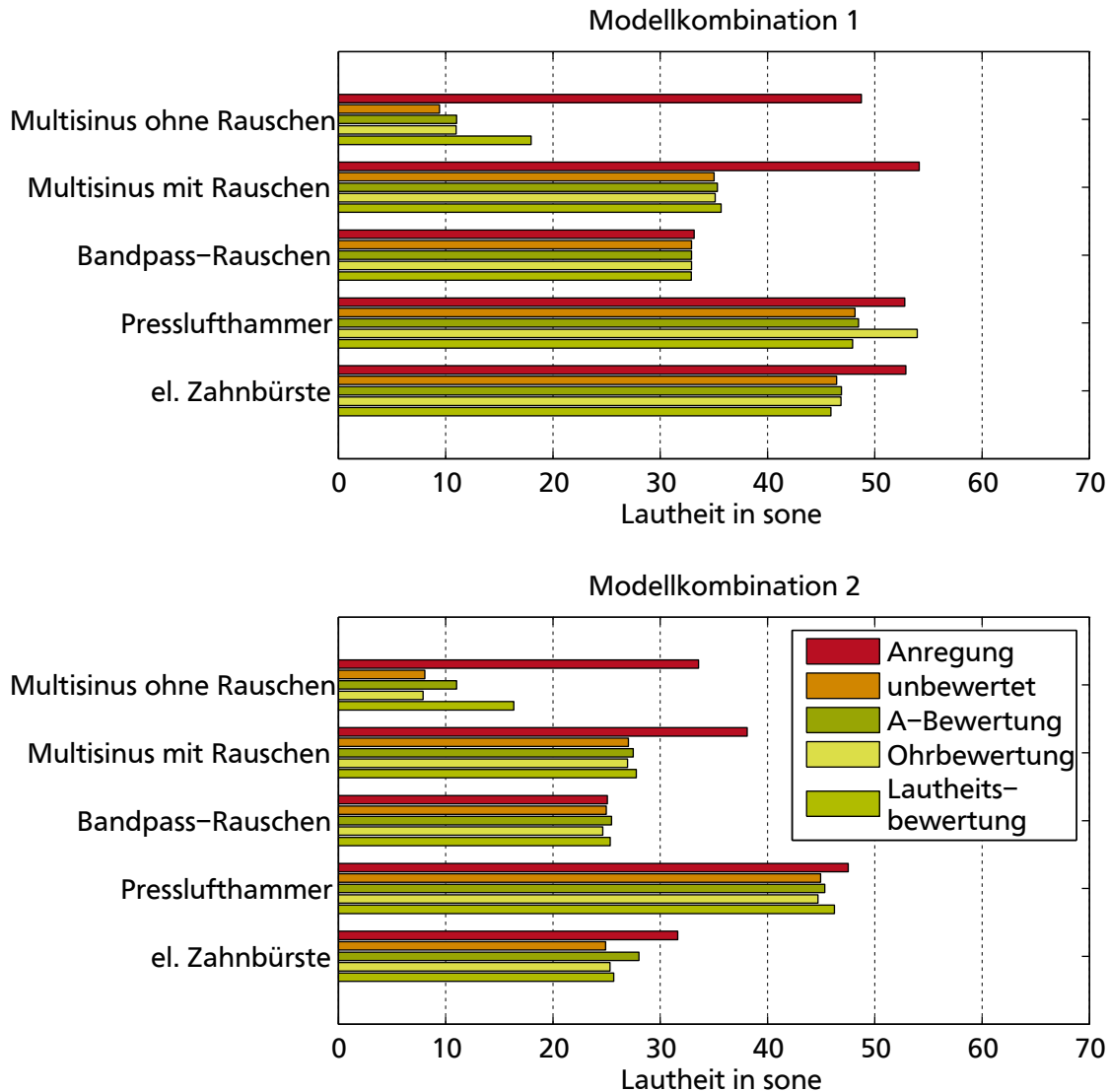


Abbildung 6.14: Lautheiten in Folge der unterschiedlichen aktiven Maßnahmen (Anregung 80 dB)

Die Übersicht über die 4 Vorfilterungsvarianten stellt Abbildung 6.16 dar. In diesem Fall sind Schalldruckpegel und Lautheiten in einem Diagramm zu sehen. Wieder stellt sich eine deutliche Korrelation ein. Wenn die Lautheit gesenkt werden kann, gilt dies auch für den Schalldruckpegel und umgekehrt. Weiter zeigt sich, dass Vorhersagen aus den synthetischen Modellen gut auf die Realität übertragbar sind, da das identifizierte Modell ähnliche Ergebnisse liefert. Eine deutliche Reduktion von Schalldruckpegel und Lautheit ist mit dem experimentellen Modell in allen Fällen möglich. Im Gegensatz zu den synthetischen Modellen gelingt auch beim Bandpass-Rauschen eine stärkere Reduktion beider Kenngrößen. Dies liegt den ausgeprägteren Resonanzen des Primärpfads des identifizierten Modells. Diese Resonanzen können durch die aktive Maßnahme abgeschwächt werden. Den Aufwand der zusätzlichen Vorfilterungen rechtfertigen die Ergebnisse nicht.

Diskussion

Mit den durchgeführten Versuchen konnte zunächst gezeigt werden, dass es wertvoll ist, zusätzlich zum Schalldruckpegel die Lautheit zu berücksichtigen. Für die Berechnung der Lautheit muss in der Simulation der gesamte akustische Frequenzbereich mit abgebildet werden. Auch wenn erzielbare Lautheitsveränderungen und Schalldruckpegel in ähnlichen Schalldruckpegelbereichen miteinander korrelieren, kann nicht

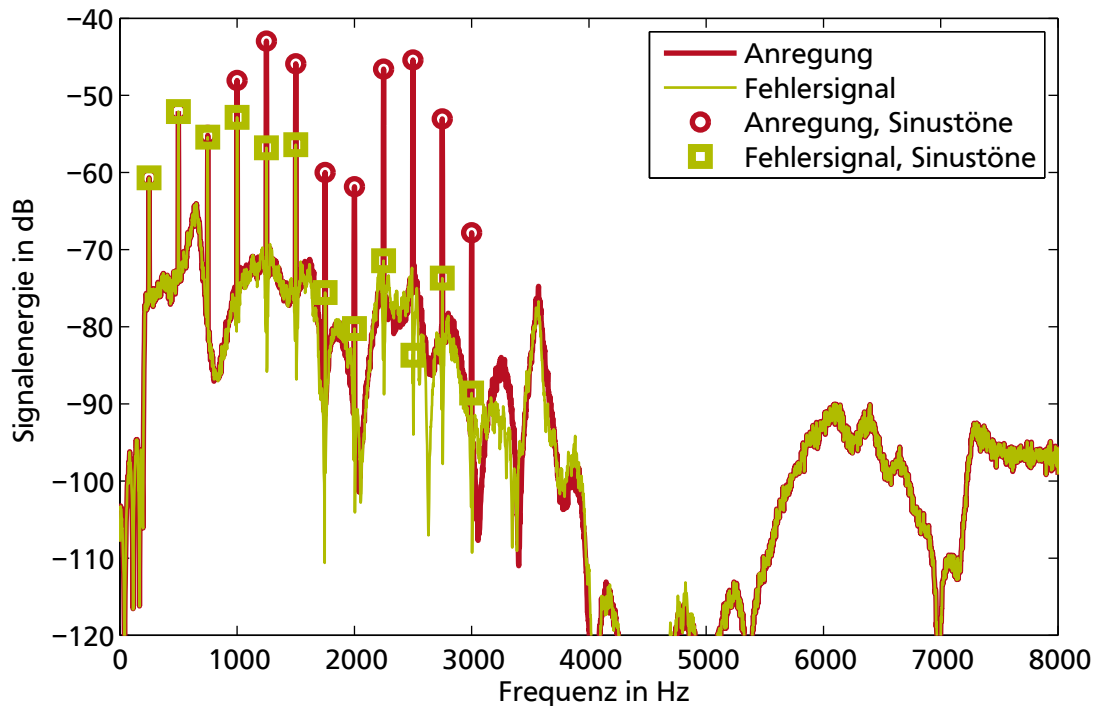


Abbildung 6.15: Wirksamkeit des FxLMS-Filters mit identifiziertem Modell, Anregung Multisinus mit Rauschen, ohne Bewertung

in jedem Fall von einer Schalldruckpegelreduktion auf eine deutliche Lautheitsverbesserung geschlossen werden. Das bedeutet, dass gleiche Schalldruckpegelveränderungen dennoch zu unterschiedlichen Bewertungen der Betroffenen führen würden. Eine Filterung von Anregungssignal $x(n)$ und Fehlersignal $e(n)$ bietet neben einem grundsätzlichen Nutzen der Bandpass-Filterung auf den akustisch relevanten Frequenzbereich auch Vorteile aus psychoakustischer Sichtweise. Für einige Geräusche entwickelt sich die Lautheit gerade durch eine Filterung nach der Ohrkennlinie (Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr) positiv. Eine spezifischere Gewichtung nach der Wirkung der Lautheit brachte jedoch keine weitere Verbesserung für die aktive Maßnahme. Hier ist weiterer Forschungsbedarf erforderlich.

Allerdings zeigt das Streudiagramm, dass die Wirksamkeit einer aktiven Maßnahme vor allem von der Kombination aus Anregungsgeräusch und der Übertragungsfunktion des Primärpfads bestimmt wird. Kombinationen, die im Fehlersignal zu tonalen Überhöhungen führen, können durch aktive Maßnahmen reduziert werden. Die Vorfilterungen können für die Aktorik die Priorität auf den akustisch wirksamen Bereich legen und sorgen für Filter-Stabilität bei breitbandigen Anregungen. Generell bestehen bei einer aktiven Maßnahme eine Vielzahl von Parametern, die eine allgemeingültige Bewertung schwierig erscheinen lassen – die spektrale Zusammensetzung des jeweiligen Anregungssignals, die Fortpflanzung durch die Übertragungsfunktion des Primärpfads in Form der Struktur, die Wirksamkeit der Aktorik durch den Sekundärpfad sowie die Variablen des adaptiven Filters. Durch die Erweiterung um die gehörspezifischen Kenngrößen kommen neue Freiheitsgrade dazu. Diese bieten für die Betrachtung der Wirksamkeit zukünftig weitere Möglichkeiten.

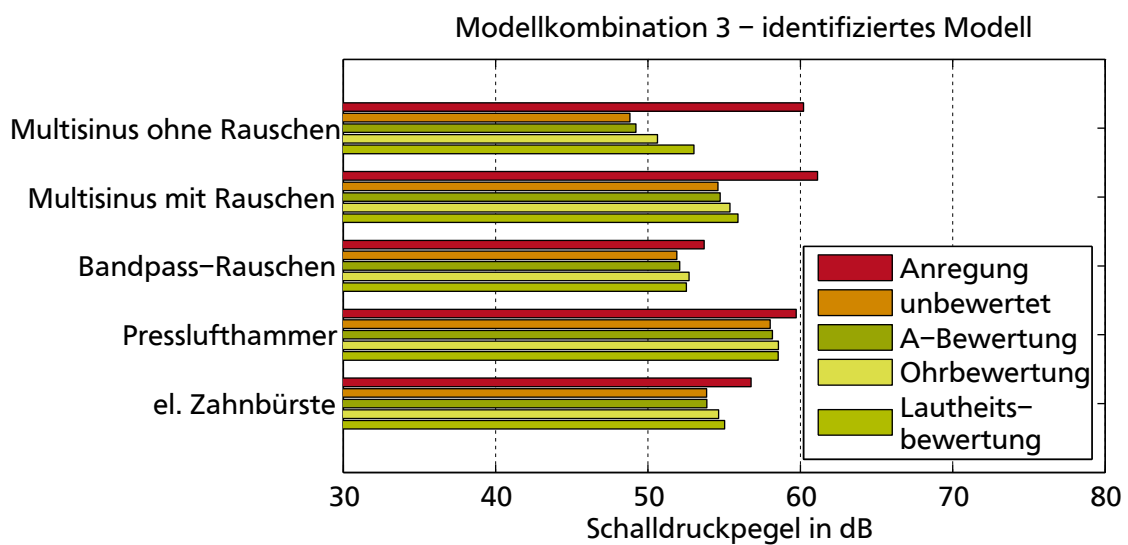
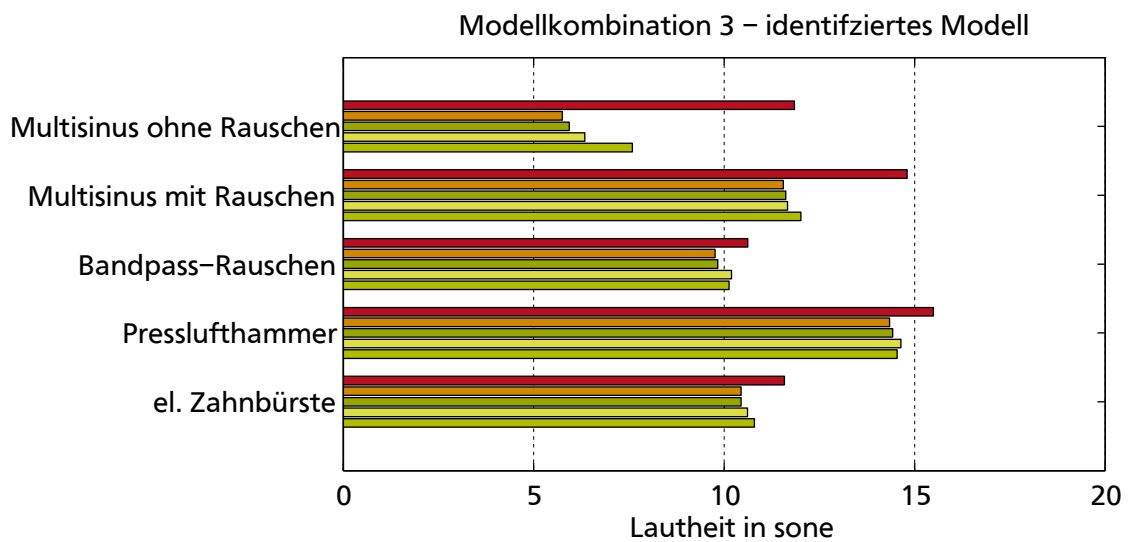


Abbildung 6.16: Lautheiten und Schalldruckpegel in Folge der aktiven Maßnahmen bei identifiziertem Modell, Anregung 60 dB

6.2 Simulation und Bewertung von Maskierungsalgorithmen

Die in Abschnitt 5.2 vorgestellten Maskierungsalgorithmen werden im Folgenden numerisch auf ihre Wirksamkeit untersucht. Dabei wird zunächst der adaptive Maskierungsalgorithmus zur Maskierung eines kritischen Bands umgesetzt (kurz: M1). Anschließend wird der zweite Maskierungsalgorithmus eingesetzt, um alle kritischen Bänder individuell zu maskieren (kurz: M2). Der dritte Maskierer zielt auf die Veränderung der Hüllkurve ab (kurz: M3).

6.2.1 Simulation zur Maskierung eines kritischen Bands

Der Maskierungsalgorithmus zur Maskierung einzelner Bänder aus Abschnitt 5.2.1 wird in 2 Varianten untersucht. In der 1. Variante wird Zusatzrauschen mit einer Bandbreite von exakt einem kritischen Band (1 KB) in dem kritischen Band mit der intensivsten Anregung erzeugt. In der 2. Variante werden jeweils 2 kritische Bänder (2 KB) zusammengefasst. Dadurch wird einmal in einem von 24 kritischen Bändern und einmal in einem von 12 kritischen Doppelbändern zusätzliches Rauschen erzeugt.

Die Aufgabe des Maskierungsalgorithmus besteht in der Auswahl des entsprechenden Frequenzbereichs zur Erzeugung des Maskierungssignals und in der Skalierung des zusätzlichen Maskierungsrauschens.

Die Untersuchung erfolgt mit Anregungssignalen in Form von reinen Tönen mit 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz. Zur Darstellung der Adaption des Maskierungsalgorithmus wird nach 5 Sekunden die Anregung von 400 Hz auf 1000 Hz und nach 10 Sekunden von 1000 Hz auf 4000 Hz gewechselt.

Diese Frequenzen stellen unterschiedliche Anregungen in unterschiedlichen kritischen Bändern und damit 3 beispielhafte, grundlegende Szenarien dar. Die niedrigste Frequenz entspricht dem Bereich der Grundtöne gesprochener Vokale. Die Frequenzen 1000 Hz und 4000 Hz stellen ungefähr die Grenzen der größten Hörempfindlichkeit des Menschen dar.

Zur besseren Darstellung des zeitlichen Verlaufs des Geräuschs wird ein Spektrogramm erstellt. Darin kann die zeitliche Entwicklung gleichzeitig mit der spektralen Zusammensetzung eines Signals visualisiert werden. Auf der Abszisse ist die Zeit und auf der Ordinate die Frequenz abgetragen. Das Spektrogramm wird mit einem Hamming-Fenster (zur Vermeidung von Leakage), einer Stützstellenzahl n_{FFT} von 2048 und einer 50-prozentigen Überlappung der Fenster bei einer Abtastrate f_s von 48 kHz erstellt. Die Darstellung erfolgt über einen Dynamikbereich von 100 dB. Das Anregungssignal ist in Abbildung 6.17 als Spektrogramm dargestellt. Deutlich zu erkennen sind darin die hellen Bereiche und deren Wechsel von den beschriebenen 400 Hz über die 1000 Hz auf die 4000 Hz mit der Dauer von jeweils 5 Sekunden. Aufgrund der logarithmischen Darstellung und der endlichen Dynamik der diskreten Spektrogrammbildung kommt es – im Rauschniveau – zu numerischen Artefakten außerhalb der Anregungen.

Die Simulationsergebnisse der beiden Maskierungsalgorithmen werden in Abbildung 6.18 (24 KB) und Abbildung 6.19 (12 KB) in Form von Spektrogrammen gezeigt. In beiden Diagrammen wird deutlich, dass der Algorithmus sich innerhalb von weniger als einer Sekunde an die neue Frequenz adaptiert.

In Abbildung 6.18 ist erkennbar, dass der Maskierungsalgorithmus bei der Frequenz 400 Hz ein Rauschen von 400 Hz bis 510 Hz erzeugt. Dies entspricht nach Tabelle D.1 dem 5. kritischen Band. Die Frequenz 400 Hz liegt genau auf der Grenze zwischen 2 kritischen Bändern. Es wäre daher denkbar, dass nicht immer das gleiche Band ausgewählt werden würde. Dies ist allerdings nicht der Fall, da die Frequenzermittlung mittels FFT-Berechnung leicht verschobene Frequenzstützstellen zu den Grenzfrequenzen der kritischen Bänder besitzt. Der Algorithmus entscheidet sich stabil für das gleiche Band.

In Abbildung 6.19 werden jeweils 2 kritische Bänder zur Maskierung zusammengefasst. Die hellen Bereiche des Maskierungsrauschens um die Anregung herum decken einen breiteren Frequenzbereich ab als in Abbildung 6.18. Dies ist bei allen 3 Anregungsfrequenzen erkennbar. Bei der Anregung mit 4000 Hz (nach 10 Sekunden) sind die unterschiedlichen Frequenzgrenzen gut zu erkennen. Bei der Maskierung von ausschließlich einem kritischen Band erfolgt eine Maskierung im Frequenzbereich (siehe auch Tabelle D.1) des 18. kritischen Bands von 3700 Hz bis 4400 Hz. Bei 2 zusammengefassten kritischen Bändern ergibt sich eine Maskierung von 3150 Hz bis 4400 Hz über das 17. und 18. kritische Band

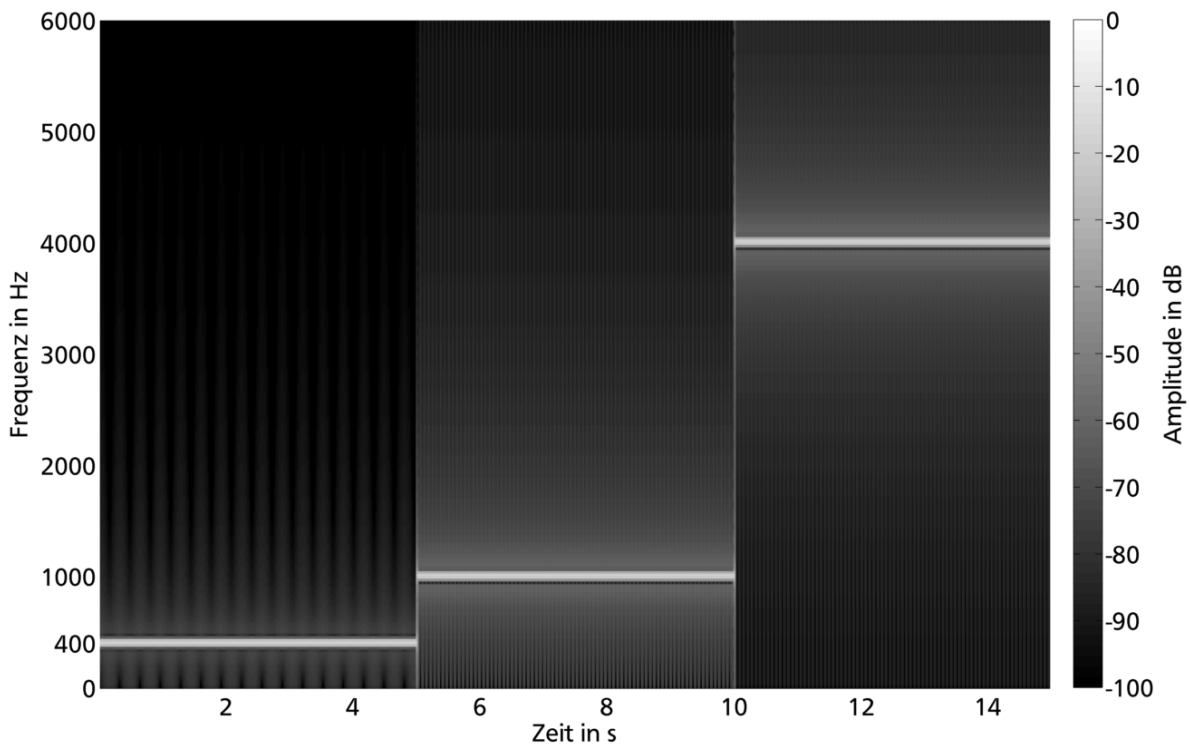


Abbildung 6.17: Spektrogramm des Anregungssignals

hinweg. Die Frequenzgrenzen bei 400 Hz von 400 Hz und 510 Hz bei einem kritischen Band bzw. 400 Hz und 630 Hz sowie die Frequenzgrenzen bei 1000 Hz von 920 Hz und 1080 Hz bzw. 920 Hz und 1270 Hz sind deutlich erkennbar.

Der schmalere Frequenzbereich (24 KB) hat dabei den Vorteil, dass bei gleicher Signalenergie eine höhere spektrale Energiedichte vorliegt und damit eine höhere Maskierungswirkung – d. h. eine stärkere Reduktion der Hörbarkeit des einzelnen Sinus-Tons – zu erwarten ist. Die zusätzliche Erregung liegt nur in einem kritischen Band vor und damit in unmittelbarer spektraler Umgebung zur Erregung. Allerdings führt die Bandbreite des Rauschens, wie bereits in Abschnitt 3.4 in Gleichung (3.26) erwähnt, zu einer mittleren Hüllkurvenfrequenz. Die Darstellung der Hüllkurve ist mit Spektrogrammen allerdings nicht möglich. Sie geben keine Aussage über die zeitliche Feinstruktur eines Signals. Dafür wird das Verhalten des Algorithmus in kurzen Zeitbereichen gezeigt. Es wird ein Zeitausschnitt gewählt, der 20 Perioden des Anregungssignals entspricht und jeweils eine Sekunde nach dem Einschalten der jeweiligen Frequenz liegt. Die abgebildeten Ausschnitte unterscheiden sich daher in ihrer zeitlichen Dauer.

In den Abbildungen 6.20 bis 6.25 sind jeweils die anregenden Töne in Rot, die Maskierer in Orange und die Summe beider Signale in Grün dargestellt. In jeder der 6 Abbildungen können klar 20 Perioden des Anregungssignals erkannt werden. Jedes Maskierungssignal ähnelt dem jeweiligen Sinuston, allerdings mit überlagerter Modulation der Amplitude. Dies führt im Summensignal jeweils auch zu einem amplitudenmodulierten Signal. Wird die Amplitude des Maskierers auf den gleichen Effektivwert skaliert, erhöht sich der Schalldrucksummenpegel eines solchen Summensignals um ca. 3 dB.

Nach Gleichung (3.26) kann die mittlere Periodendauer der Modulation berechnet werden. Sie beträgt beispielsweise für das Bandpass-Rauschen um 1000 Hz bei der Maskierung mit einem kritischen Band

$$T_{\text{mod}} = \frac{1}{0,64 \cdot \Delta f} = \frac{1}{0,64 \cdot (1080 \text{ Hz} - 920 \text{ Hz})} \approx 10 \text{ ms} , \quad (6.11)$$

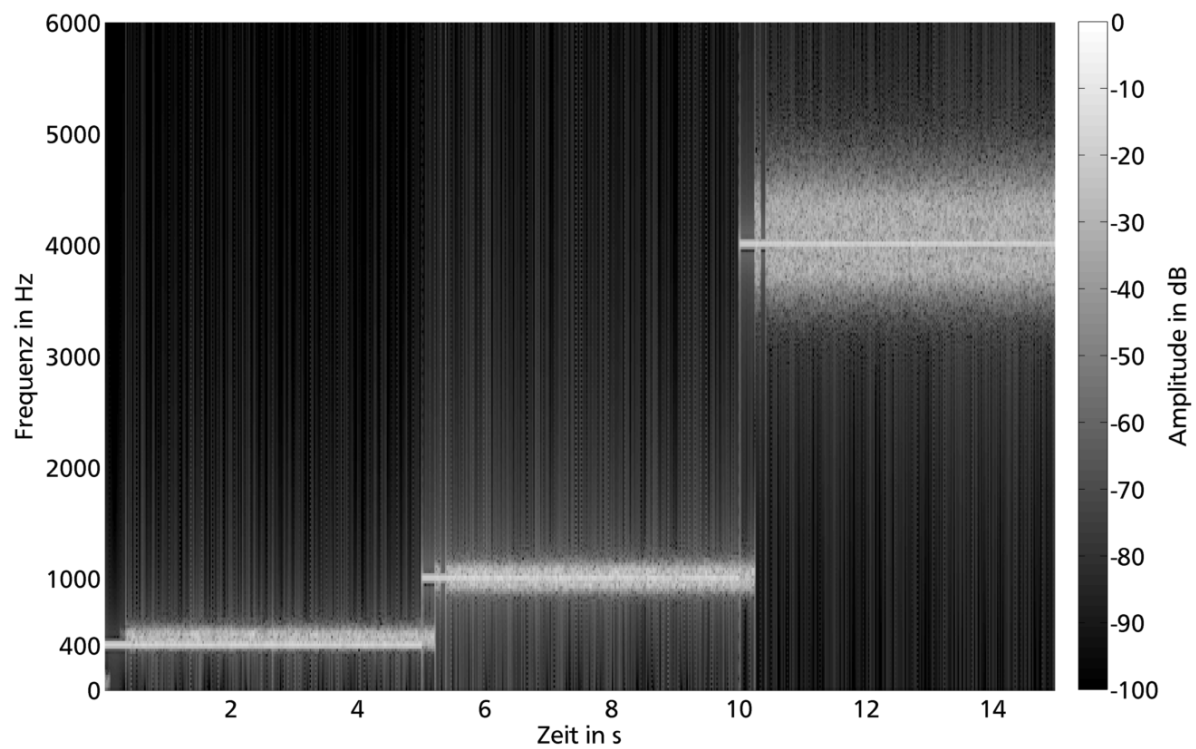


Abbildung 6.18: Spektrogramm aus Anregung und Maskierung (24 KB)

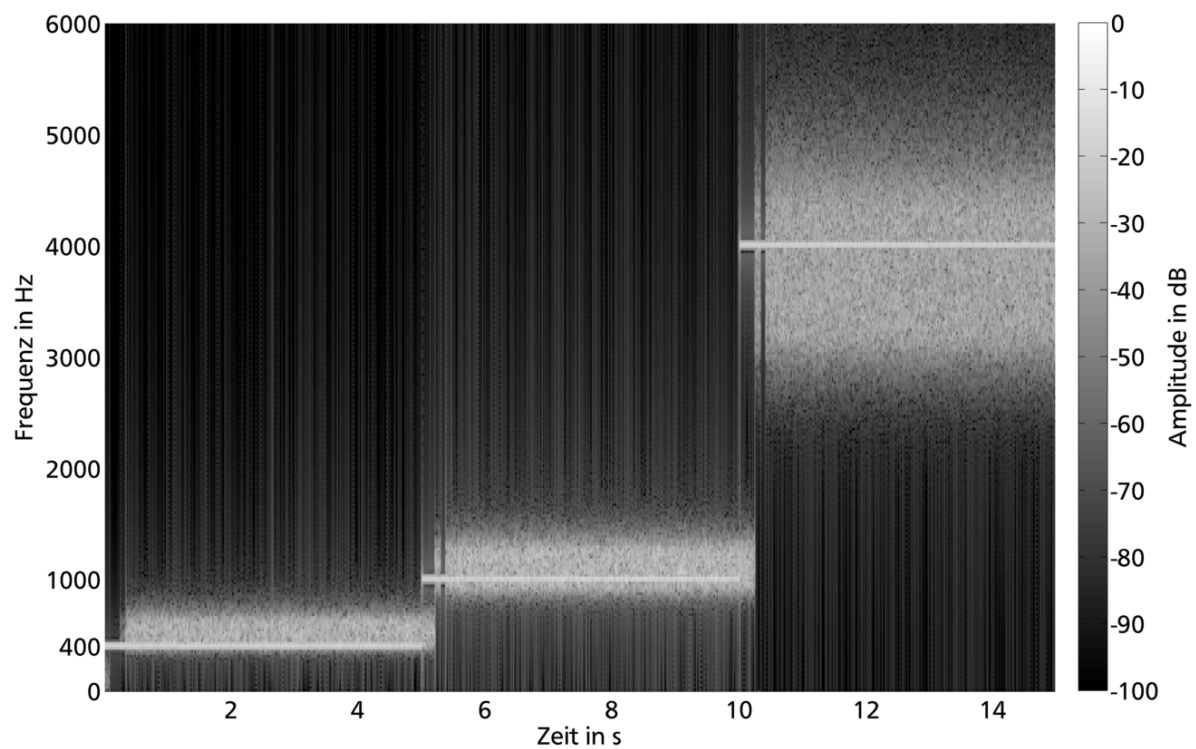


Abbildung 6.19: Spektrogramm aus Anregung und Maskierung (12 KB)

während sie bei der Maskierung mit 2 kritischen Bändern

$$T_{\text{mod}} = \frac{1}{0,64 \cdot \Delta f} = \frac{1}{0,64 \cdot (1270 \text{ Hz} - 920 \text{ Hz})} \approx 4,5 \text{ ms} \quad (6.12)$$

beträgt. Bei der Anregung mit 400 Hz beträgt die mittlere Periodendauer ca. 14 ms bei der Maskierung eines kritischen Bands bzw. ca. 7 ms bei 2 kritischen Bändern. Bei der Anregung mit 4000 Hz beträgt die Periodendauer nur ca. 2 ms (1 KB) bzw. 1 ms (2 KB). Diese mittleren Periodendauern können in den Abbildungen erkannt werden. Besonders deutlich ist die Modulation in Abbildung 6.21 bei einer Anregung von 1000 Hz und einer Maskierung eines kritischen Bands zu erkennen. Die Dauer einer Modulationperiode von ca. 10 ms ist im Zeitraum zwischen 6,005 s und 6,015 s festzustellen. Bei der Anregung mit 400 Hz und 4000 Hz sind bei einer Maskierung eines kritischen Bands die Periodendauern etwas länger (14 ms bei 400 Hz) bzw. deutlich länger. Der Unterschied der Maskierung eines oder 2 kritischer Bänder wird in der Hüllkurve des Summensignals vor allem im Vergleich von Abbildung 6.21 mit Abbildung 6.24 bei einer Anregung von 1000 Hz deutlich. In Abbildung 6.24 sinkt die mittlere Periodendauer der Modulation auf etwa die Hälfte der Dauer in Abbildung 6.21. Die Periodendauer von 4,5 ms kann in Abbildung 6.24 im Zeitbereich zwischen 6,005 s und 6,01 s erkannt werden. In den Abbildungen 6.20 bis 6.25 stellt sich in allen 6 Fällen aufgrund von unterschiedlichen Bandbreiten des Maskierungs-Rauschens ein unterschiedliches Verhalten ein, allerdings wird die Erwartung des Verhaltens einer Überlagerung von einem Bandpass-Rauschen mit einem Sinuston erfüllt.

Wird ein für die Rauigkeit kritischer Modulationsfrequenzbereich bis 100 Hz angenommen, sollte die Frequenzbreite eines zusätzlichen Maskierungsrauschens mindestens dem $1/0,64$ -fachen von 100 Hz und damit ca. 156 Hz betragen. Dies ist bei der Maskierung mit nur einem kritischen Band aufgrund der steigenden Bandbreite der kritischen Bänder erst ab ca. 1000 Hz der Fall. Bei einer Maskierung mit 2 kritischen Bändern beträgt der kleinste Frequenzbereich bereits 200 Hz. Eine deutliche Anregung der Rauigkeit kann daher bei der Variante mit 2 kritischen Bändern (12 KB) ausgeschlossen werden.

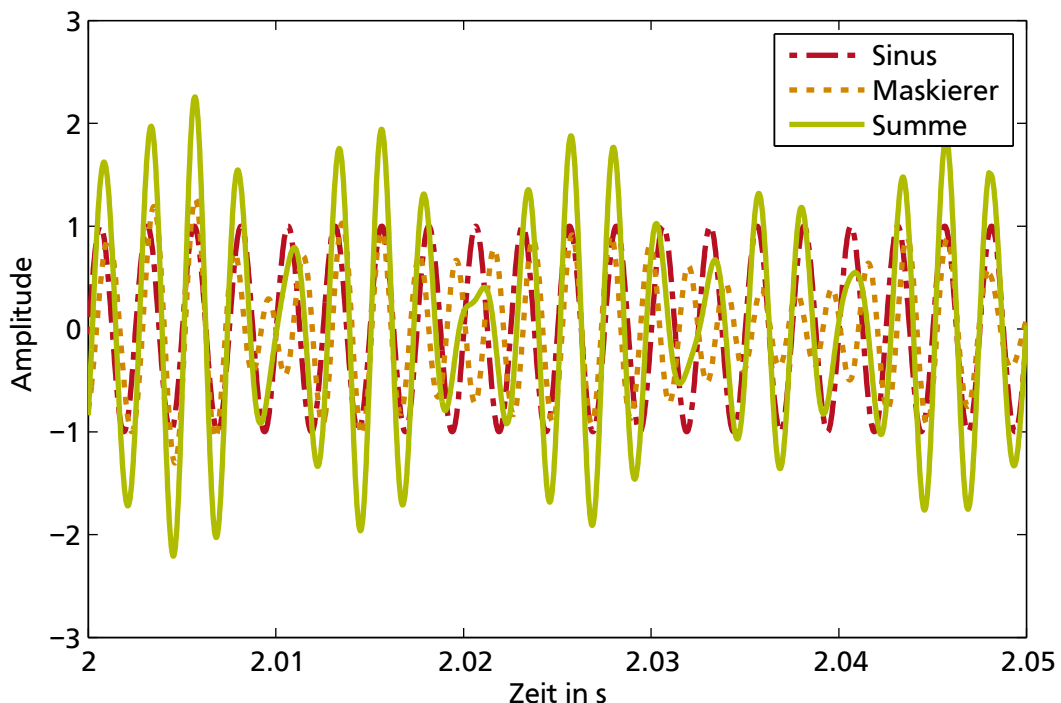


Abbildung 6.20: Simulationsergebnisse: Maskierung eines kritischen Bands (24 KB) bei Anregung mit 400 Hz

Eine andere Form der Visualisierung kann über ein Hüllkurvenspektrum vorgenommen werden. Dafür wird zunächst eine Hilbert-Transformation durchgeführt. Der Betrag der Hilbert-Transformation wird

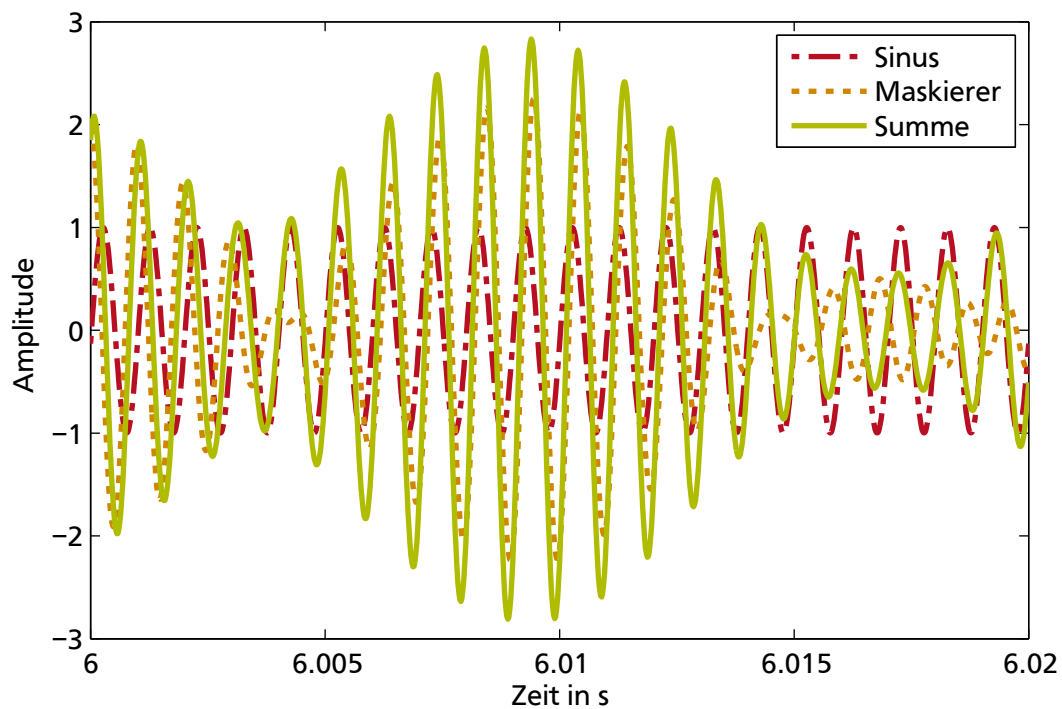


Abbildung 6.21: Simulationsergebnisse: Maskierung eines kritischen Bands (24 KB) bei Anregung mit 1000 Hz

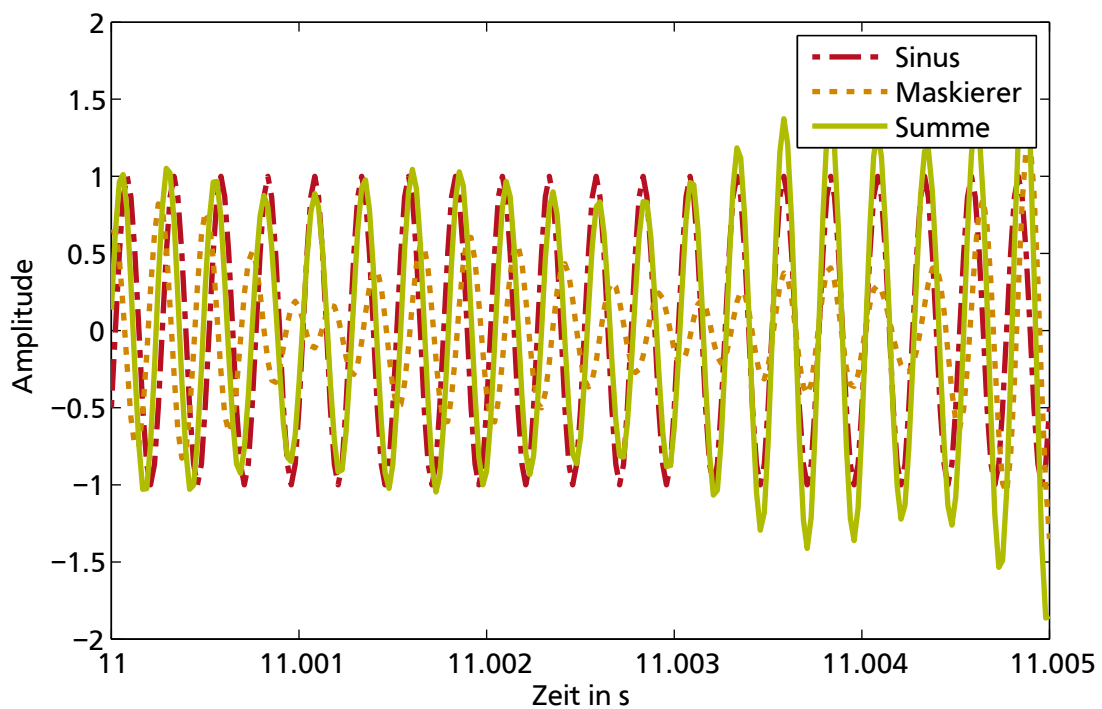
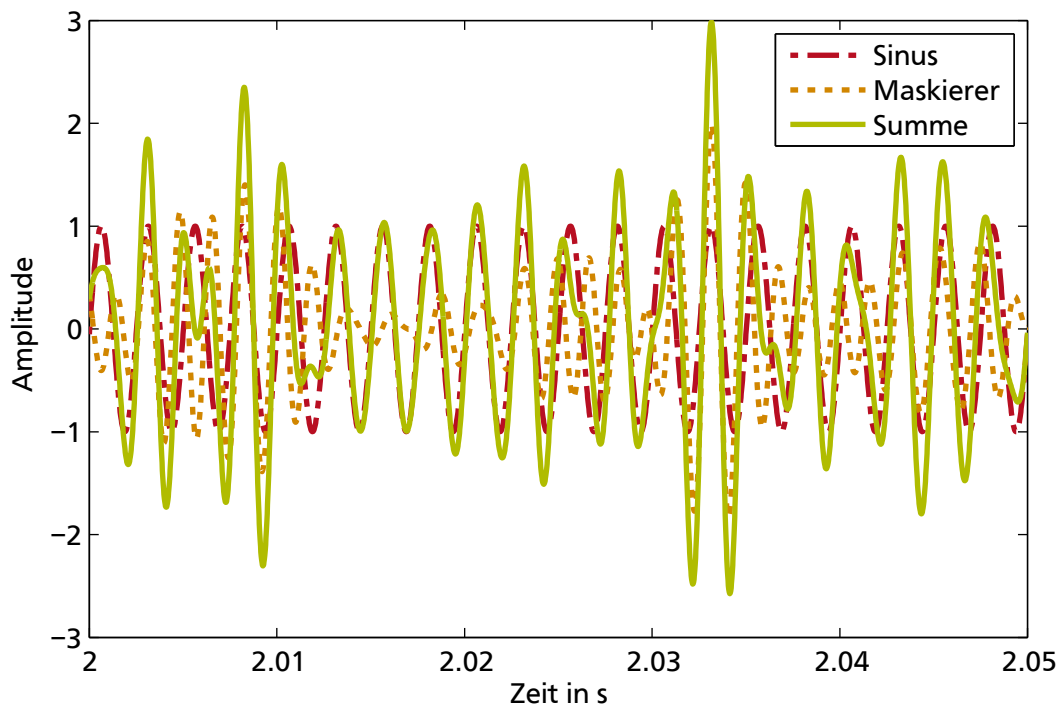
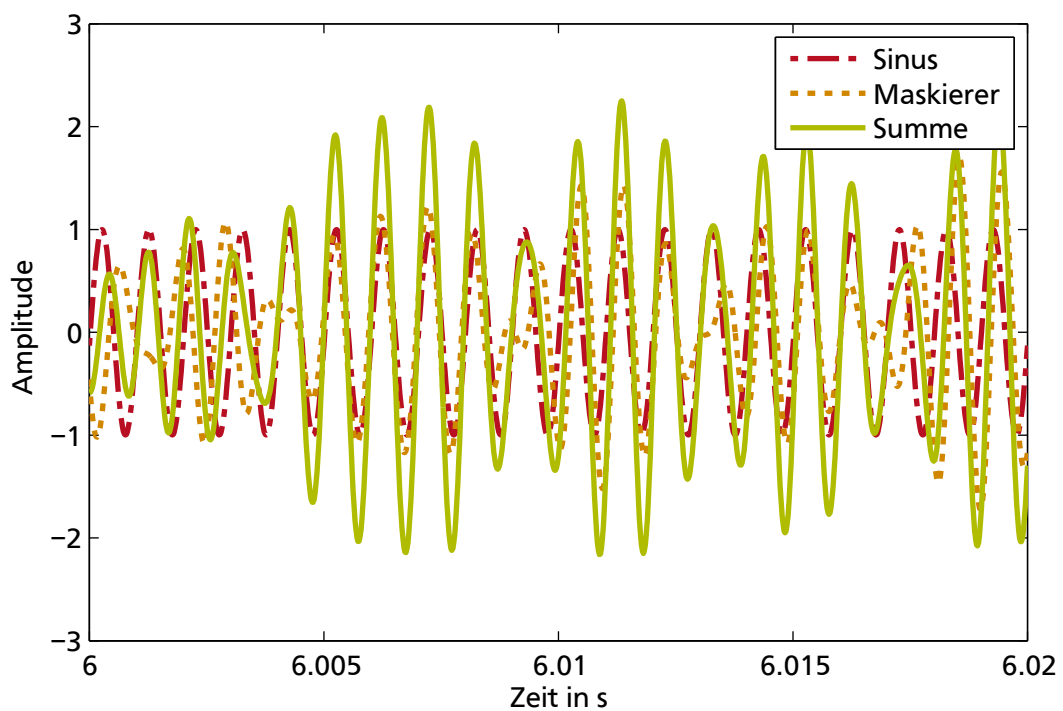


Abbildung 6.22: Simulationsergebnisse: Maskierung eines kritischen Bands (24 KB) bei Anregung mit 4000 Hz



(a) 400 Hz

Abbildung 6.23: Simulationsergebnisse: Maskierung 2 kritischer Bänder (12 KB) bei Anregung mit 400 Hz



(a) 1000 Hz

Abbildung 6.24: Simulationsergebnisse: Maskierung 2 kritischer Bänder(12 KB) bei Anregung mit 1000 Hz

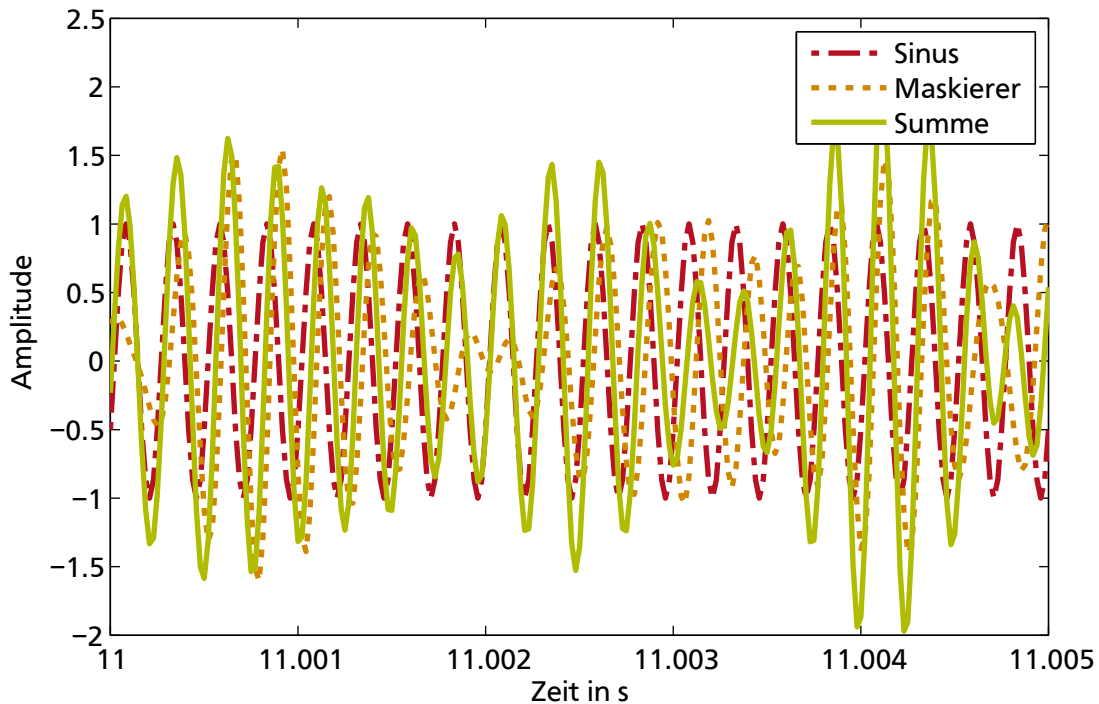


Abbildung 6.25: Simulationsergebnisse: Maskierung 2 kritischer Bänder (12 KB) bei Anregung mit 4000 Hz

anschließend mit einer Grenzfrequenz von 20 Hz Hochpass-gefiltert, um Gleichanteile zu unterdrücken. Das Ergebnis wird mit einem Welch-Schätzer zur Berechnung eines Spektrums weiterverarbeitet. Der Welch-Schätzer wird mit einem Hanning-Fenster und einer Fensterlänge n_{FFT} von 2048 bei einer Abtastrate f_s von 48 kHz ausgeführt. Die 1. Sekunde nach dem Umschalten der Anregung wird jeweils nicht berücksichtigt, um Einschwingvorgänge auszublenden. Die Berechnung erfolgt mit den restlichen 4 Sekunden.

Abbildung 6.26 zeigt die 6 Hüllkurvenspektren der Maskierungssignale. Die durchgezogenen Linien stellen die Maskierung mit einem kritischen Band dar, die strichpunktierten diejenigen mit 2 kritischen Bändern. In dem für die Rauigkeit entscheidenden Frequenzbereich der Modulation zwischen 40 Hz und 100 Hz liegt die spektrale Leistung des Maskierers mit 2 kritischen Bändern jeweils um einige dB – und damit deutlich – unter der mit einem kritischen Band. Gerade im Bereich von 1000 Hz führt eine Verbreiterung auf 2 kritische Bänder zu einer deutlichen Absenkung der spektralen Leistung der Modulation und ist daher anzustreben. Im Hinblick auf die Erregung der Rauigkeit stellt daher eine Maskierung mit 2 kritischen Bändern stets eine bessere Anregung dar.

Diskussion

In diesem Abschnitt konnte gezeigt werden, dass der vorgestellte Maskierungsalgorithmus selbstständig und adaptiv das richtige kritische Band und damit den richtigen Frequenzbereich zur Maskierung auswählt. Bei tiefen Frequenzen ist unter Aspekten der Rauigkeitszunahme eine Maskierung von 2 kritischen Bändern anzustreben.

Durch den stochastischen Charakter des Rauschens nimmt die Energie des Signals um ca. 3 dB zu. Dies wird durch eine geeignete Normierung des Rauschens auf den gleichen Effektivwert des Anregungssignals erreicht. Die Normierung auf das Anregungssignal ergibt eine unterschiedliche spektrale Leistungsdichte je nachdem, ob der Frequenzbereich 1 oder 2 kritische Bänder umfasst. Die Maskierungswirkung ist bei gleichem Schalldruckpegel dadurch bei der Auswahl von nur einem kritischen Band stärker als bei der Maskierung von zwei Bändern.

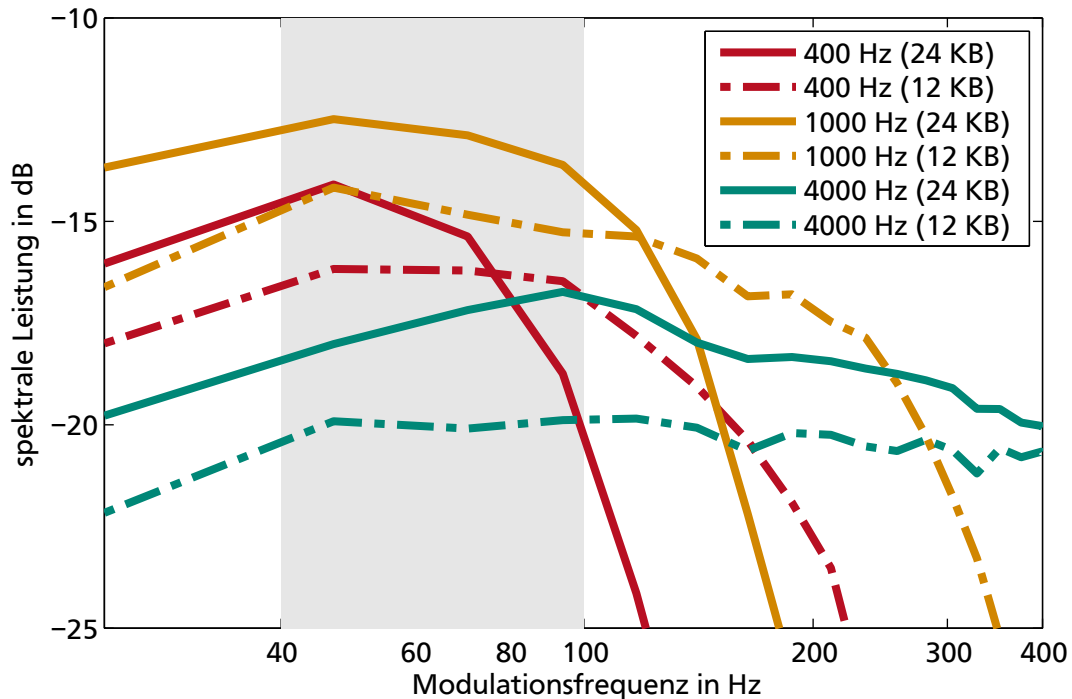


Abbildung 6.26: Hüllkurvenspektrum der Maskierungssignale

6.2.2 Simulation zur Maskierung aller kritischen Bänder

In diesem Abschnitt wird der zweite in Abschnitt 5.2.1 vorgestellte Algorithmus angewendet. Der Algorithmus zur Maskierung aller kritischen Bänder erweitert den Maskierer M1 um eine Gleichzeitigkeit der Maskierung in allen kritischen Bändern. Der gesamte hörbare Frequenzbereich wird bedarfsgerecht mit Rauschen überlagert. Zusätzlich berücksichtigt er ein dynamisches Abklingen des überlagerten Rauschens, wie es in Abbildung 5.9 vorgestellt wurde. Der Algorithmus wird in der Variante mit 24 kritischen Bändern vorgestellt. In dieser Variante werden die Besonderheiten des Algorithmus am deutlichsten.

Der Algorithmus M2 zielt darauf ab, möglichst allgemeingültig für beliebige Testsignale zu funktionieren. Er erzeugt situationsangepasste zusätzliche Maskierungssignale für beliebige Anregungssignale. Gleichzeitig wird die Gesamtenergie der Zusatzsignale möglichst wenig angehoben.

Als Versuchsszenario wird ein Signal aus mehreren Einzeltönen gewählt. Dafür wird eine Simulation von 14 Sekunden Dauer durchgeführt. Nach 2 Sekunden, 4 Sekunden und 6 Sekunden werden Töne mit 400 Hz, 1000 Hz bzw. 4000 Hz eingeschaltet. Die Amplitude jedes Signals beträgt 1, die Phasenlage der Töne beträgt zur Berücksichtigung willkürlicher Zustände 0° , 120° bzw. 240° . Die Töne werden in umgekehrter Reihenfolge wieder abgeschaltet, nach 8 Sekunden der Ton mit 4000 Hz, nach 10 Sekunden der Ton mit 1000 Hz, nach 12 Sekunden der Ton mit 400 Hz.

Das Ergebnis des Maskierungsalgorithmus ergibt eine Zeitfolge, wie sie in Abbildung 6.27 als Einhüllende gezeigt wird. Der rote Verlauf entspricht der Anregung. Nach jeweils 2 Sekunden vergrößert sich die Amplitude der Anregung (Rot) aufgrund des zusätzlichen Tones.

Die Hüllkurve umfasst die Scheitelwerte und steigt daher mit jedem zusätzlichen Ton auch um den Wert 1. Bei 8 Sekunden, 10 Sekunden und 12 Sekunden reduziert sie sich wieder um den Wert 1. Die Hüllkurve des Maskierungsrauschens (orange) hat aufgrund des stochastischen Charakters keine klar ausgebildeten Maxima. Allerdings ist zu erkennen, dass die Amplituden in der Größenordnung der Anregung bleiben – die Skalierung des Maskierungsrauschens erfolgt korrekt. Die grüne Kurve stellt die Summe aus beiden Signalen dar. Der unwesentliche Anstieg der Hüllkurve des Summensignals im Vergleich zum reinen

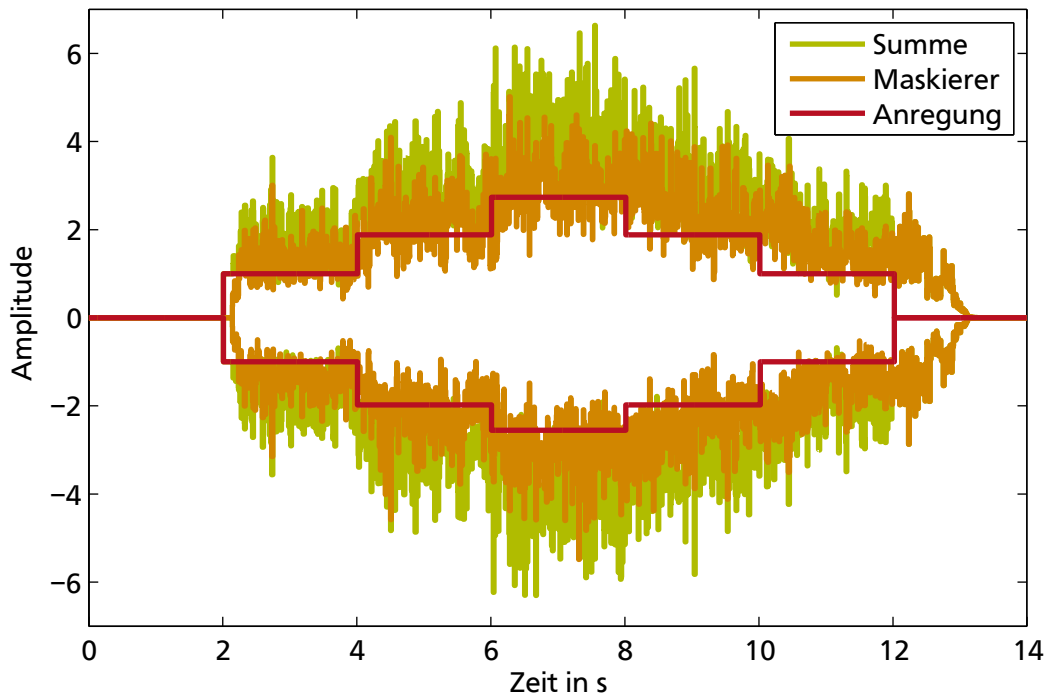


Abbildung 6.27: Zeitverlauf der Einhüllenden von Anregung, Maskierung und Summensignal mit Maskierung aller kritischen Bänder (24 KB) bei Anregung mit 3 Sinustönen

Maskierungssignal spricht für eine wechselnde konstruktive und destruktive Überlagerung der Sinustöne mit dem jeweiligen schmalbandigen Maskierungsrauschen.

Werden die Anregungssignale wieder ausgeschaltet, greift das dynamische Abklingen des Rauschens. Die Abklingzeit kann im Algorithmus frei gewählt werden. In diesem Fall wird die Abklingzeit zu einer Sekunde gewählt. Dies wird besonders deutlich gegen Ende der Simulation nach 12 Sekunden. Es dauert bei fehlender Anregung noch 1 Sekunde, bis das Maskierungsrauschen abgeklungen ist. Zwischen Sekunde 12 und Sekunde 13 klingt die Hüllkurve des Summensignals, welches aufgrund der nicht mehr vorhandenen Anregung auch dem Maskierungssignal entspricht, entsprechend des in Abbildung 5.9 vorgestellten Viertelkosinussegments innerhalb der Abklingdauer von einer Sekunde vollständig ab.

Zur besseren Darstellung wird wieder ein Spektrogramm mit den gleichen Einstellungen erstellt. In Abbildung 6.28 sind mit weißen Linien die Anregungen bei 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz deutlich zu erkennen. Nach der Dauer eines Analyseschritts ($t_{\text{Analyse}} = n_{\text{FFT}}/F_s$) im Algorithmus zur Feststellung des Frequenzinhalts der Anregung werden nach dem Zuschalten der Töne zu den Zeitpunkten 2 Sekunden, 4 Sekunden und 6 Sekunden Maskierungsrauschsignale erzeugt. Die Frequenzgrenzen des Rauschens von 920 Hz und 1080 Hz sowie 3700 Hz und 4400 Hz sind in der Abbildung deutlich zu erkennen. Die Anregung von 400 Hz liegt genau auf der Grenze zwischen 2 kritischen Bändern und damit genau auf der Grenzfrequenz der Bandpass-Filter. Durch die Bandpass-Filterung der Anregung (siehe Abbildung 5.8) erfolgt eine um 3 dB abgeschwächte Anregung des 4. und 5. kritischen Bands. Ein Rauschen von 300 Hz bis 510 Hz entsteht. Des Weiteren ist in Abbildung 6.28 zu erkennen, wie das Rauschen nach dem Abschalten der Anregungen zu den Zeitpunkten 8 Sekunden, 10 Sekunden und 12 Sekunden leicht verzögert abklingt. Es dauert jeweils die Abklingzeit von einer Sekunde, bis das zusätzliche Maskierungsrauschen wieder verschwunden ist. Das Abklingen des Rauschens wird, wie das Maskierungsrauschen auch, für jedes kritische Band individuell gesteuert.

In Abbildung 6.29 sind die Pegel der Effektivwerte von Anregungssignal, Maskierungssignal und Summensignal über die Zeit dargestellt. Der Bezugswert ist der Effektivwert eines einzelnen Sinustones. Zur zeitlichen Mittelung wird über 8192 Werte bei 50-prozentiger Überlappung der Effektivwert gebildet. Es

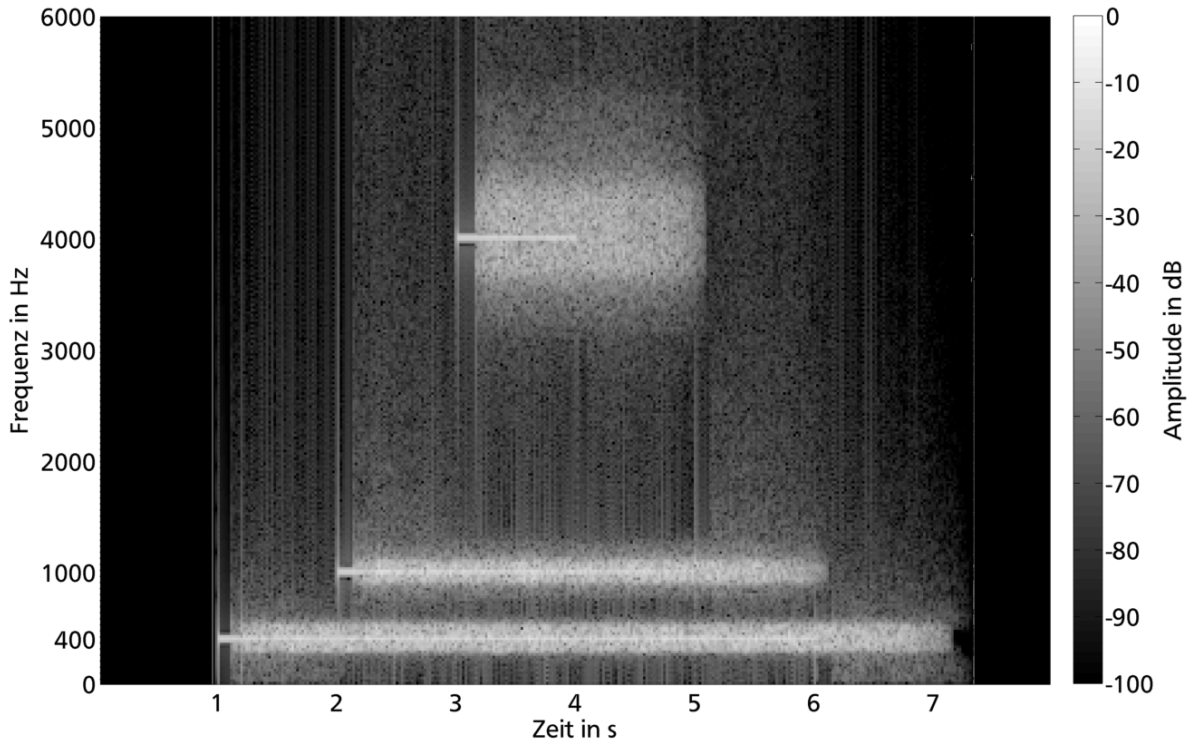


Abbildung 6.28: Spektrogramm aus Anregung und Maskierung bei Anregung mit 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz (Maskierung aller Bänder)

zeigt sich, dass der Pegel des Effektivwerts der Anregung zum Zeitpunkt des Einschaltens der Anregung nach 2 Sekunden zunächst von $-\infty$ auf 0 dB ansteigt. Mit einem weiteren Sinuston erhöht sich der Pegel der Anregung um 3 dB. Beim Zuschalten des 3. Sinustones erfolgt nur eine weitere Erhöhung des Pegels um 1,8 dB. Dies liegt an der geometrischen Addition der Töne – ähnlich der Raumdiagonale eines Würfels. Der Pegel

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{gesamt, 3 Sinustöne}} &= 20 \log_{10} \frac{\sqrt{x_{1,\text{rms}}^2 + x_{2,\text{rms}}^2 + x_{3,\text{rms}}^2}}{x_{1,\text{rms}}} \text{ dB} \quad \text{mit } x_{i,\text{rms}} = \frac{1}{2} \sqrt{2} \hat{x}_i \\ &= 20 \log_{10} \frac{\sqrt{3 \cdot (\frac{1}{2} \sqrt{2})^2}}{\frac{1}{2} \sqrt{2}} \text{ dB} = 20 \log_{10} \sqrt{3} \text{ dB} \approx 4,8 \text{ dB} \end{aligned} \quad (6.13)$$

stellt sich bei 3 Tönen ein. Weiter ist zu erkennen, dass das (Gesamt-)Maskierungssignal aller kritischen Bänder durch die Skalierung der Bandpass-Rauschanteile auf die Bandpass-Anregungen (siehe Abbildung 5.8) in der Summe einen ähnlichen Pegel besitzt, wie die Anregung aus Sinustönen. Das Summensignal (grün) besitzt durch die inkohärente Addition von Sinustönen (rot) und stochastischen Maskierungssignalen (orange) einen um 3 dB erhöhten Pegel bis zum Zeitpunkt 8 Sekunden. Während der Abklingzeiten des Maskierungsrauschens trifft dies aufgrund der Abklingcharakteristik nicht zu. Eine geeignete und adaptive Einstellung des Rauschens kann damit festgestellt werden.

Diskussion

Der Maskierer zur Maskierung von beliebigen kritischen Bändern erstellt für 24 kritische Bänder unabhängig voneinander geeignet skalierte Maskierungssignale in Form von Bandpass-Rauschen. Dies wurde für 3 Frequenzen gleichzeitig vorgestellt. Eine Pegelerhöhung von im Mittel 3 dB stellt sich ein. Der Algorithmus eignet sich für beliebige Geräusche.

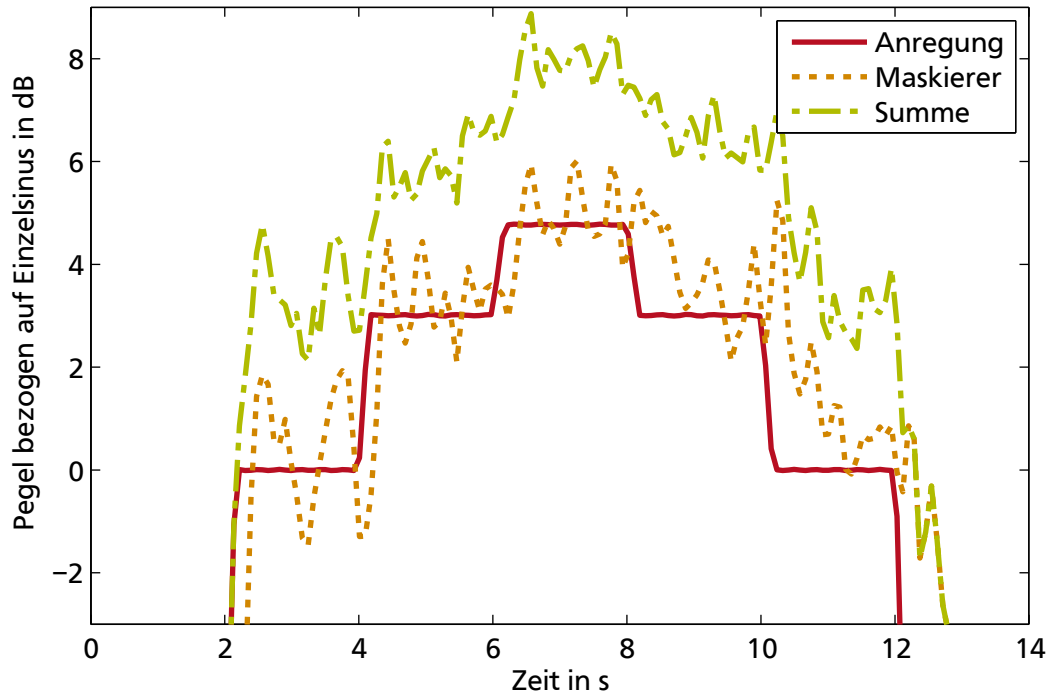


Abbildung 6.29: Pegel der Effektivwerte des zeitlichen Verlaufs des Algorithmus zur Maskierung aller kritischen Bänder (24 KB) bei Anregung mit 3 Sinustönen

6.2.3 Simulation des adaptiven Verzögerungsmaskierers zur Beeinflussung der Hüllkurve

In diesem Abschnitt werden Überlagerungsalgorithmen aus Abschnitt 5.2.2 untersucht. Diese zielen auf eine Veränderung der Hüllkurve ab und sollen damit eine Reduktion der Rauigkeit bewirken. Der Algorithmus wird in den beiden vorgestellten Varianten – allgemein und für einzelne kritische Bänder – auf seine Wirksamkeit untersucht.

Allgemeiner adaptiver (Hüllkurven-)Verzögerungsmaskierer – Globale Verschiebung

Als Testsignal wird ein amplitudenmoduliertes Signal (AM-Signal)

$$y_{AM}(t) = k_{dB} \left[k_{Mod} (1 + \sin(2\pi f_{Mod} \cdot t)) \cdot \sin(2\pi f_{Träger} \cdot t) \right] \quad (6.14)$$

mit einer Trägerfrequenz $f_{Träger}$ von 1000 Hz und einer Modulationsfrequenz f_{Mod} von 70 Hz eingesetzt. Der Faktor k_{Mod} von $\frac{2}{3}\sqrt{3}$ skaliert auf einen Effektivwert von 1 (d. h. ein Schalldruckpegel von 94 dB). Mit dem Faktor k_{dB} kann der Pegel des Signals variiert werden. Dieses amplitudenmodulierte Signal dient mit den angegebenen Werten bei einer Skalierung mit dem Faktor k_{dB} von 0,02 auf einen Schalldruckpegel von 60 dB als Normierung der Rauigkeit von 1 asper. Das amplitudenmodulierte Signal liegt als Anregung für die gesamte Simulationszeit von 5 Sekunden vor. Der Maskierungsalgorithmus wird nach einer Sekunde aktiviert. Einschaltvorgänge können dadurch mit betrachtet werden.

Die Frequenzschätzung der Hüllkurve hat entscheidende Bedeutung für die Funktion des Algorithmus, da nur bei richtiger Schätzung eine geeignete adaptive Verzögerung von einer halben Periodendauer erreicht wird. Daher ist in Abbildung 6.30 der Verlauf der Frequenzschätzung mit anschließender Verzögerungsberechnung dargestellt. Die Verzögerungskonstante μ wurde zur Einhaltung einer Einschwingzeit von ca. 1 Sekunde nach Gleichung (5.11) zu $1 \cdot 10^{-4}$ gewählt. Eine anschließende Mittelung erfolgt über eine Sampleanzahl $n_{Zähler}$ von 4096. Dies entspricht nach Gleichung (5.13) einer Modulationsfrequenz von höchstens knapp 12 Hz und genügt damit der Forderung von Gleichung (5.13). Abbildung 6.30

zeigt den Startwert der Frequenzschätzung von 10 Hz. Diese Frequenz wurde als Startwert des Verzögerungsglieds in Abbildung 5.13 gewählt. Da der Algorithmus die erste Sekunde noch nicht eingeschaltet ist, bleiben Zählimpulse für die Frequenz aus und der Frequenzschätzer klingt in Richtung Null ab. Die Anfangsbedingung der Mittelung ist auf 0 Samples eingestellt. Nach 4096 Samples wird der erste gemittelte Verzögerungswert berechnet und steigt durch das Sinken der Frequenz in Richtung $+\infty$ an. Allerdings wird die maximale Verzögerung im Algorithmus auf die Abtastrate f_s und damit auf die Dauer von 1 Sekunde beschränkt. Nach dem Einschalten zum Zeitpunkt Sekunde 1 dauert es, wie vorgesehen, ungefähr 1 Sekunde, bis der Frequenzschätzer eingeschwungen ist. Die berechnete Verzögerung benötigt ebenfalls ungefähr eine Sekunde zum Einschwingen. Ab dem Zeitpunkt Sekunde 2 sind sowohl beim Frequenzschätzer als auch bei der berechneten Verzögerung keine größeren Änderungen mehr zu erkennen. Die kleineren Änderungen, die von den Impulssprüngen ausgehen und durch die Mittelung reduziert werden sollen, zeigt die untere Abbildung als kurzen zeitlichen Ausschnitt. Der Algorithmus ermittelt nach der Mittelung eine Verzögerung von 344 Samples und trifft damit die berechnete Verzögerung von

$$n_{\text{Hüll}} = \frac{f_s}{2 \cdot f_{\text{mod}}} \approx 343 \quad (6.15)$$

Samples sehr genau.

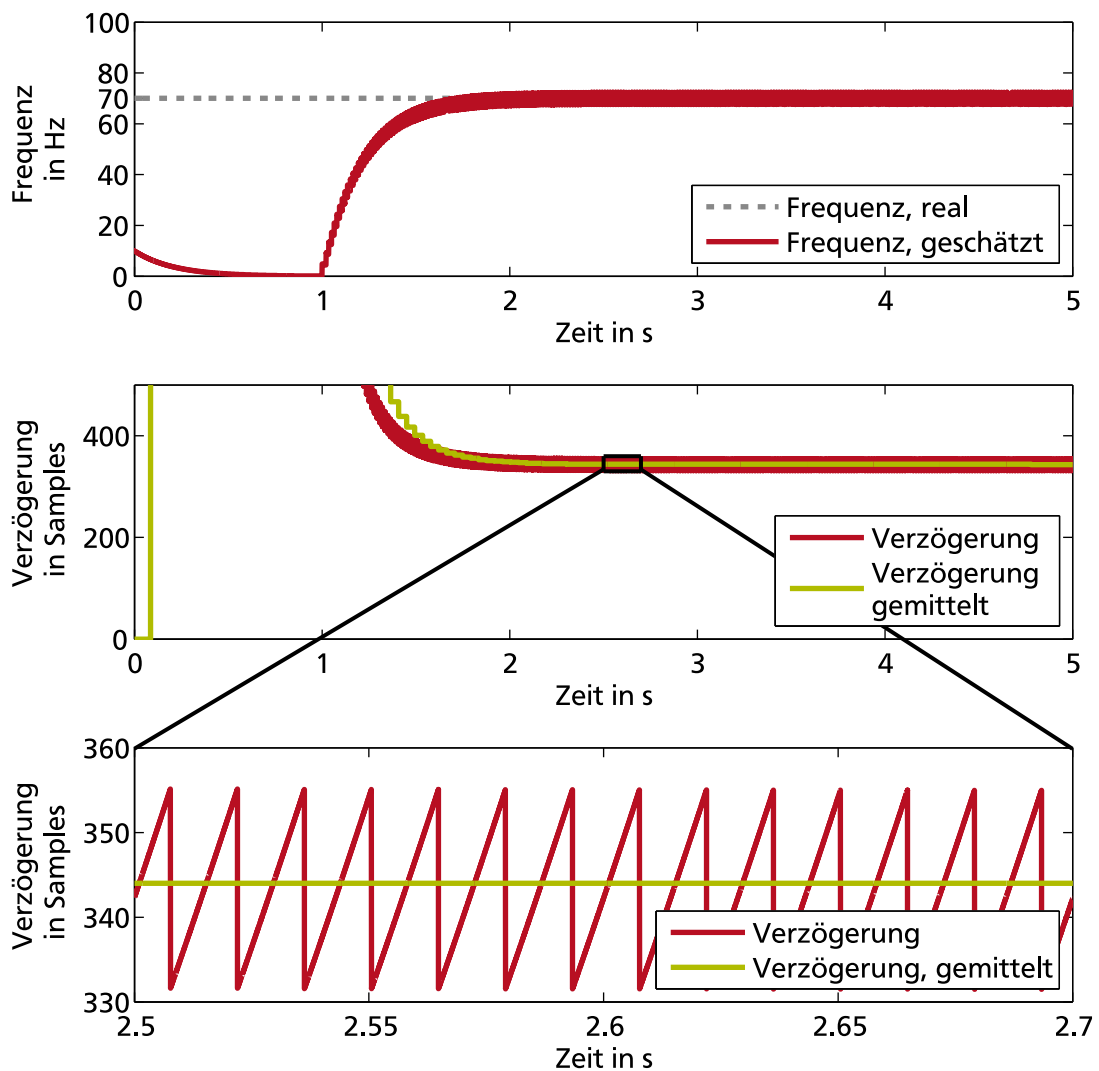


Abbildung 6.30: Zeitverlauf des Frequenzschätzers

Das Ergebnis der adaptiven Überlagerung ist in Abbildung 6.31 dargestellt. Der zeitliche Verlauf des Summensignals wird in 4 unterschiedlichen Zeitbereichen dargestellt. Im 1. Graphen ist der Maskierungs-

algorithmus noch ausgeschaltet. Die rote Farbe entspricht daher einer Anregung. Das Anregungssignal aus Gleichung (6.14) besteht aus dem Trägersignal mit 1000 Hz und dem amplitudenmodulierenden Signal mit 70 Hz. Die Amplitude der Hüllkurve sinkt vom Maximalwert bis auf null ab. Dies entspricht einem Modulationsgrad von 1 oder 100 %. Nach dem Einschaltvorgang des Maskierungsalgorithmus zum Zeitpunkt Sekunde 1 ist das System eine halbe Sekunde ($t = 1,5 \text{ s}$) später noch nicht eingeschwungen. Dies liegt am gerade beschriebenen Einschwingverhalten des Frequenzschätzers. Eine harmonisierte Hüllkurve durch das zusätzliche Maskierungsrauschen ist noch nicht zu erkennen. Die Hüllkurve besitzt nach wie vor eine deutlich erkennbare Modulation. Im 3. Graphen (ab $t = 2,5 \text{ s}$) wirkt das Signal sehr gleichmäßig. Aufgrund des stabilen Frequenzschätzers ist im 4. Graphen keine Änderung mehr gegenüber dem 3. Graphen zu erkennen. Die Phasenverzögerung wird, wie gewünscht, zu einer halben Periodendauer der Modulationsfrequenz gewählt. Dadurch hat das Signal eine nahezu konstante Amplitude, die der maximalen Amplitude der Anregung entspricht. Eine Modulation ist kaum noch zu beobachten.

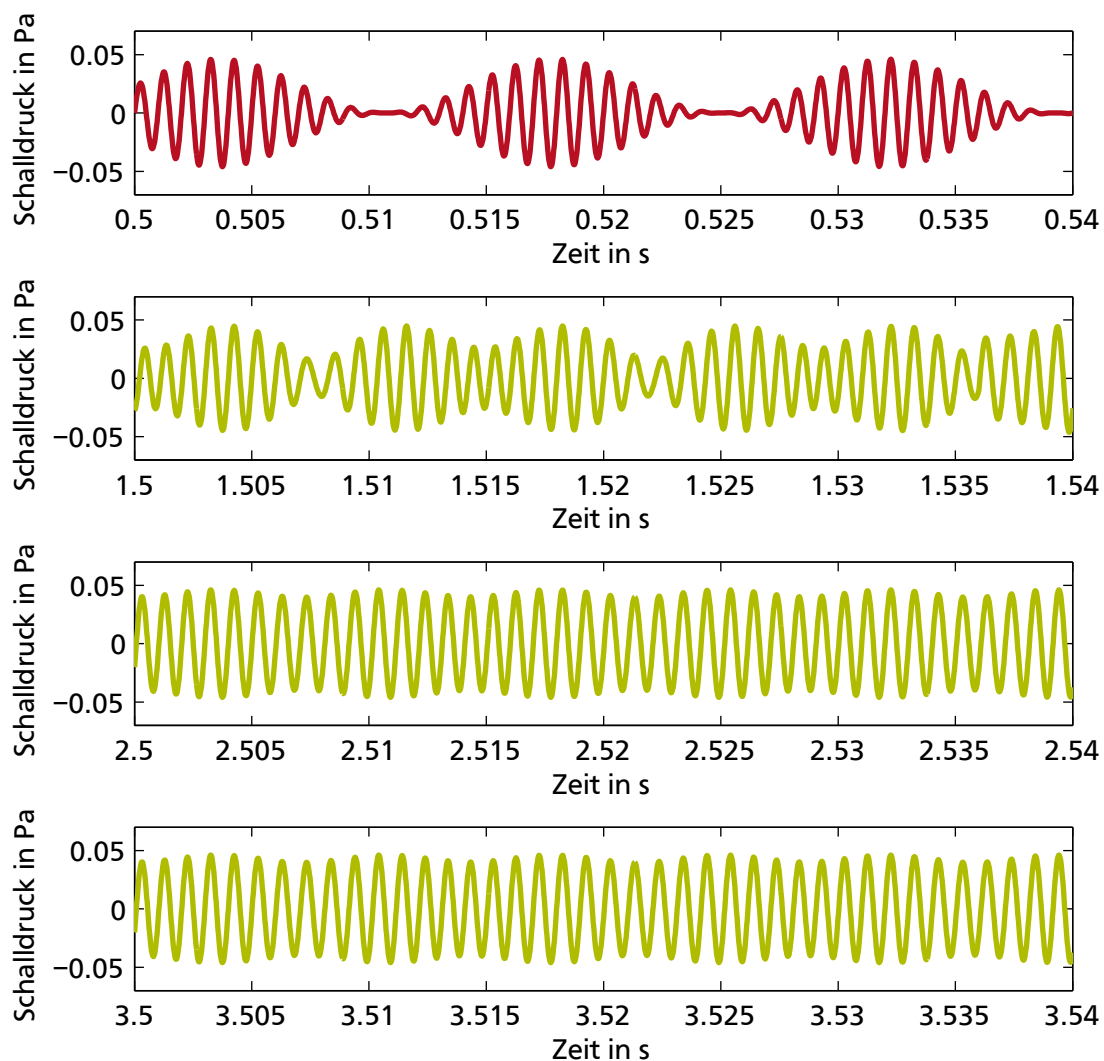


Abbildung 6.31: Zeitverlauf des maskierten, amplitudenmodulierten Signals

Der Effektivwert des Summensignals steigt, wie üblich, bei der Überlagerung mit dem Zusatzsignal an. Die Steigerung des Effektivwerts lässt sich allerdings aufgrund des Quadrats bei der Berechnung des Effektivwerts nicht einfach abschätzen. Eine Berechnung liefert eine Steigerung durch das zeitlich verzögerte Signal um das 1,5-fache. Dies entspricht einer Pegelerhöhung des Effektivwerts des kombinierten Signals von weniger als 4 dB.

Die Wirksamkeit eines solchen Algorithmus hinsichtlich der Rauigkeit nach DANIEL U. WEBER [14] stellt Abbildung 6.32 vor. Nach dem Einschalten der Simulation benötigt die Berechnung der Rauigkeit aufgrund von Pufferungen einen Moment, um die korrekte Rauigkeit des amplitudenmodulierten Signals von 1 asper zu ermitteln. Der zeitliche Verlauf muss dabei in Verbindung mit Abbildung 6.30 und Abbildung 6.31 gelesen werden. Durch Einschalten des Maskierers verschlechtert sich die Rauigkeit während des Einschwingvorgangs des Frequenzschätzers erst für kurze Zeit. Innerhalb der 1. Sekunde stimmt die geschätzte Modulationsfrequenz noch nicht, und eine falsche Verzögerungszeit wird daraus abgeleitet. Nach dem Einschaltvorgang jedoch sinkt die Rauigkeit erheblich und nimmt Werte von unter 0,1 asper (grau gepunktete Linie) an. Für ein synthetisches amplitudenmoduliertes Signal gelingt es dem Algorithmus sichtbar, die Rauigkeit mehr als deutlich zu senken – bei einer moderaten Pegelanhebung von knapp 4 dB. Die Wirkung hinsichtlich der Rauigkeit überwiegt den Nachteil der leichten Pegelerhöhung deutlich.

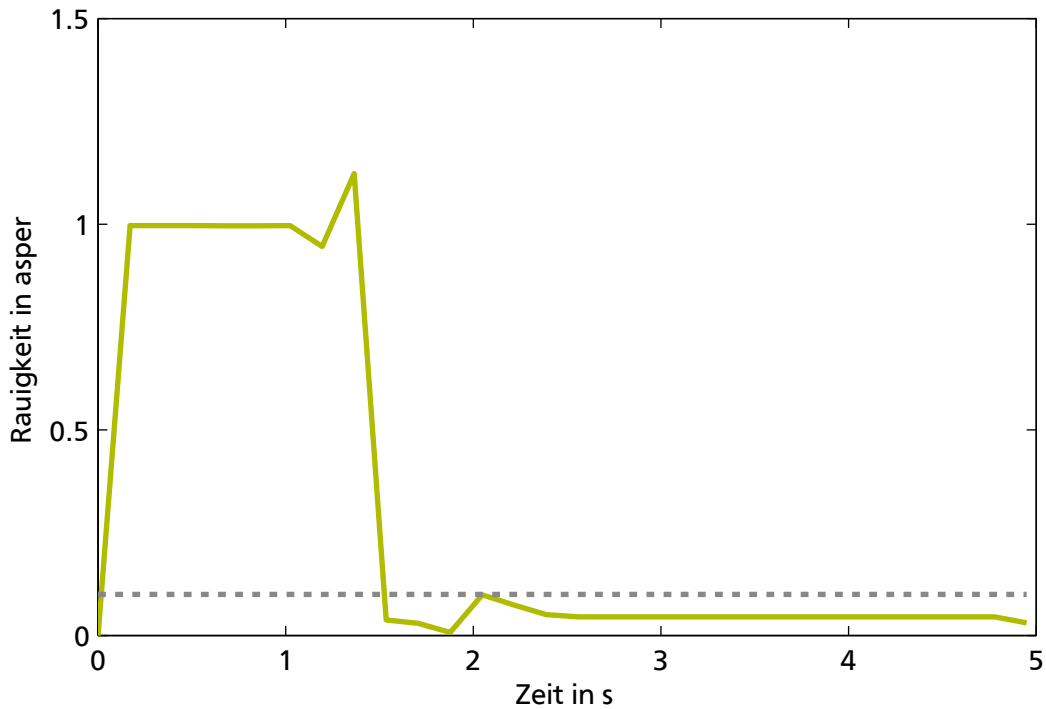


Abbildung 6.32: Zeitverlauf der Rauigkeit des allgemeinen adaptiven Verzögerungsmaskierers

Als 2. Anregungsszenario wird eine sich ständig ändernde Modulationsfrequenz bei gleichbleibender Trägerfrequenz simuliert. Dieses Signal wird im Folgenden als Modulation Chirp bezeichnet. Der Modulation Chirp startet bei einer Modulationsfrequenz f_{Mod} von 0 Hz. Die Modulationsfrequenz steigt über die Simulationsdauer von 60 Sekunden linear an und endet bei einer Modulationsfrequenz von 120 Hz. Das bedeutet, dass nach 35 Sekunden eine Modulationsfrequenz von 70 Hz mit einer Rauigkeit von 1 asper vorliegt.

Der Frequenzschätzer hat wie in Abbildung 6.30 eine Anfangsbedingung für die geschätzte Frequenz von 10 Hz. Die Dämpfungskonstante μ und die Pufferlänge N der Mittelung werden wieder zu $1 \cdot 10^{-4}$ bzw. 4096 gewählt.

Den Verlauf der Rauigkeit des Modulation Chirp und die Veränderung der Rauigkeit durch den Algorithmus stellt Abbildung 6.33 dar. Die rote Linie entspricht dem Verlauf der Rauigkeit des Modulation Chirp. Darin ist deutlich die Rauigkeit von 1 asper zum Zeitpunkt Sekunde 35 bei einer Modulationsfrequenz von gerade 70 Hz zu erkennen. Die grüne Kurve entspricht der neu entstehenden Rauigkeit durch den Maskierungsalgorithmus. Als Maß für die Wirksamkeit des Hüllkurvenmaskierers wird die Summe

$$R_{\text{Summe}} = \sum_{k_i=1}^{k_{\text{ges}}} R(k_i) \quad (6.16)$$

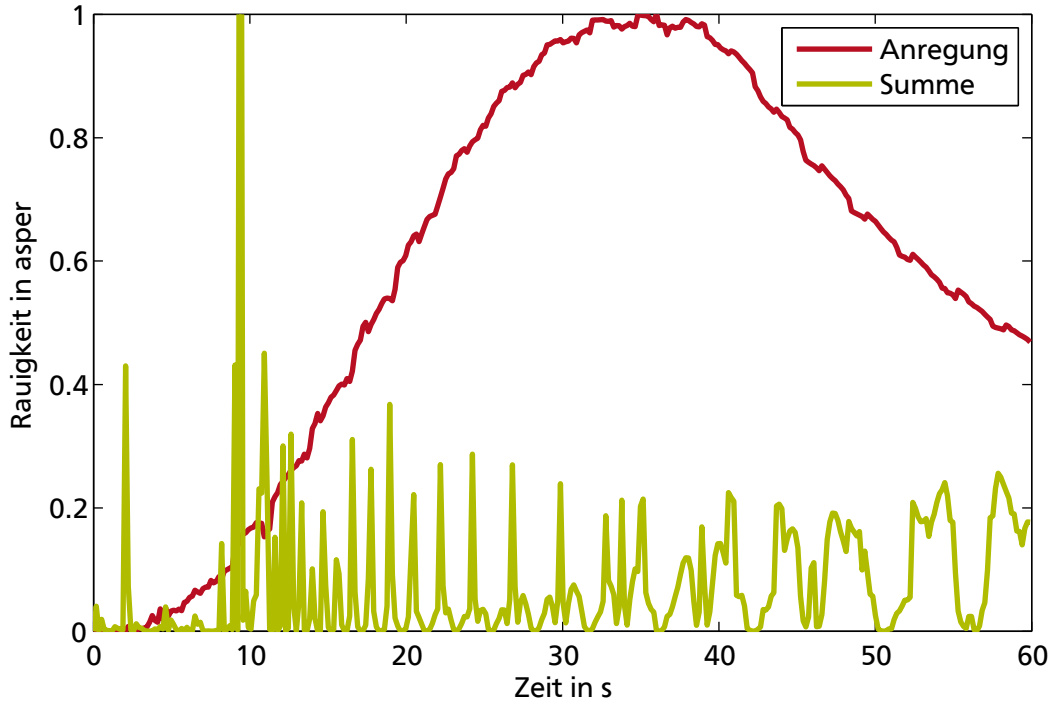


Abbildung 6.33: Verlauf der Rauigkeit bei Modulation Chirp mit und ohne Maskierungsalgorithmus

aller berechneten Rauigkeiten $R(k_i)$ zu den jeweiligen Auswertzeitpunkten k_i berechnet. Durch die für die Rauigkeitsberechnung erforderliche Pufferlänge ergeben sich

$$k_{\text{ges}} = \frac{t_{\text{Sim}} \cdot f_s}{N_{\text{Puffer, Rauigkeit}}} = \frac{60 \text{ s} \cdot 48000 \text{ Hz}}{8192} = 352 \quad (6.17)$$

Auswerteschritte, die aufsummiert werden. Das Anregungssignal in Form des Modulation Chirp entwickelt eine Summenrauigkeit nach Gleichung (6.16) von 208 asper. Das durch den Maskierer neu entstandene Signal besitzt eine Summenrauigkeit von 27,1 asper. Dies entspricht einer mittleren Rauigkeitsreduktion um fast 90 %. Zu fast allen Zeitpunkten erzeugt der Algorithmus eine Verbesserung der Rauigkeit, trotz der rampenförmigen Anregung, welche aus regelungstechnischer Sicht eine große Herausforderung darstellt. Durch die rampenförmige Anregung hinkt der Frequenzschätzer als PT_1 -Glieder der realen Anregung dauerhaft etwas hinterher und unterschätzt die Modulationsfrequenz.

Die Parameterkombination aus Dämpfungskonstante μ und Mittelungslänge n wurde in Abschnitt 5.2.2 hergeleitet. Zur Überprüfung der Optimalität dieser Parameterkombination wird eine Parameterstudie durchgeführt, bei der die beiden Parameter μ und n in einem weiten Bereich variiert werden. Die Dämpfung μ wird in 5 Stufen logarithmisch von 10^{-3} bis 10^{-7} und die Mittelungslänge n in 7 Stufen zwischen 256 und 16384 untersucht. Ein Stufe entspricht einer Multiplikation mit dem Faktor 10 bzw. mit dem Faktor 2.

In Abbildung 6.34 sind für 35 Parametervarianten die berechneten Summenrauigkeiten in Grauschattierung angegeben. Die Farbskala endet bei der ursprünglichen Summenrauigkeit der Anregung von 208 asper. Der Bereich oben links in der Abbildung ist durchgängig weiß. Das bedeutet, in diesem Bereich ist die durch den Maskierer erzeugte neue Summenrauigkeit mindestens 208 asper oder schlechter. Alle eingefärbten Bereiche erzeugen allerdings eine Verbesserung der Summenrauigkeit nach Gleichung (6.16). Sowohl niedrige Dämpfungswerte als auch hohe Pufferlängen führen zu einer Verbesserung der Summenrauigkeit. Die für die letzte Simulation verwendete Parameterkombination aus μ von $1 \cdot 10^{-4}$ und n von 4096 Samples stellt, wie zu erkennen ist, eine geeignete Wahl dar, denn sie liegt in der Nähe der minimalen Summenrauigkeit. Das Minimum der Summenrauigkeit aller Parameterkombinationen liegt bei

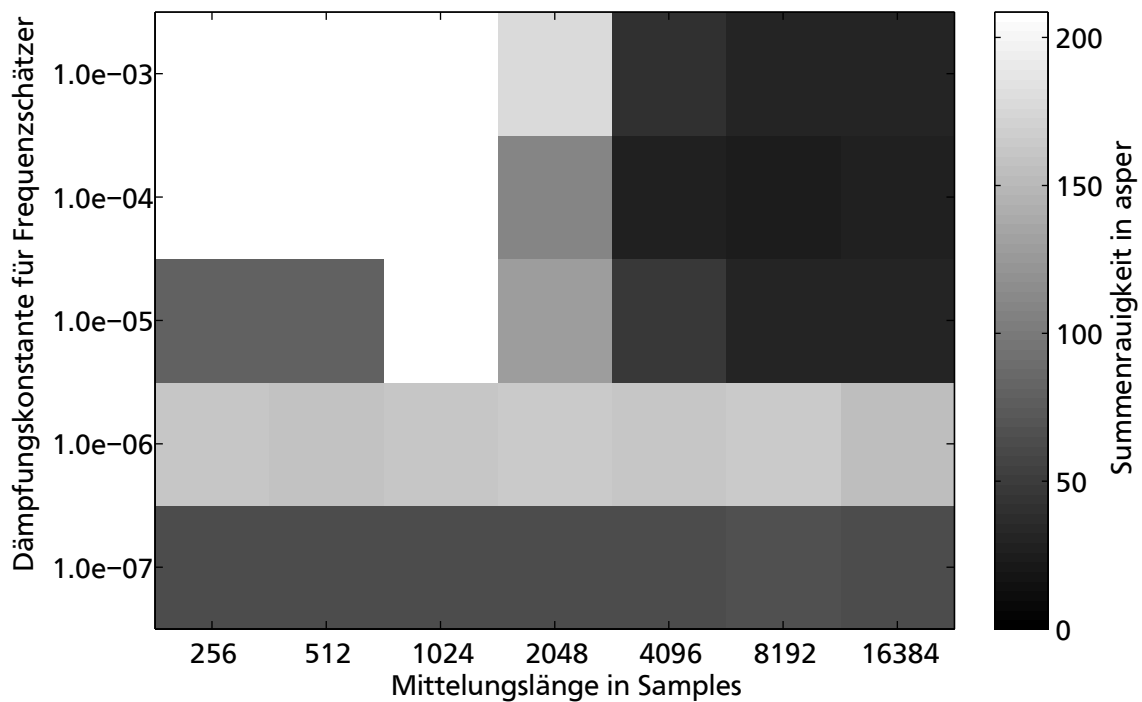


Abbildung 6.34: Bezogene Summenrauigkeit bei Parametervariation (Pufferlänge, Dämpfung) des Frequenzschätzers

der Kombination aus einem Dämpfungswert μ von $1 \cdot 10^{-4}$ und einer Mittelungslänge n von 8192. Die so ermittelte Summenrauigkeit beträgt ca. 25 asper und liegt damit geringfügig unter der Summenrauigkeit der vorher gewählten Parameterkombination von 27,1 asper.

Hüllkurvenverschiebung für jedes kritische Band individuell

In Abschnitt 5.2.2 wurde neben der Möglichkeit der globalen Verschiebung der Hüllkurve auch ein Algorithmus zur Verzögerung der Hüllkurve in jedem einzelnen kritischen Band vorgestellt. Da die Signale während der zunächst erfolgenden Bandpass-Filterung eine gewisse Gruppenlaufzeit benötigen, wird die in Abbildung 5.15 vorgestellte Gruppenlaufzeit wieder von der Verzögerungszeit abgezogen. Erneut wird zwischen den Varianten für 12 und 24 kritischen Bänder unterschieden. Vorgestellt wird die Variante mit 12 kritischen (Doppel-)Bändern. Die Möglichkeit einer akustischen Verbesserung des Anregungssignals wird mit Hilfe eines technischen Geräuschs in Form eines Presslufthammergeräuschs vorgestellt. Das Presslufthammersignal wird an den Algorithmus übergeben. Der Algorithmus filtert zunächst das Anregungssignal in 12 unterschiedliche Frequenzbereiche. Von jedem einzelnen Frequenzbereich erzeugt er eine Hüllkurven- und Verzögerungsanalyse, wie sie in Abbildung 5.10 vorgestellt wurde. Als Erweiterung erfolgt daraufhin eine Korrektur der Verzögerungszeit, um die Gruppenlaufzeit jedes einzelnen Bandpass-Filters auszugleichen.

Die Pufferlänge N der Mittelung sowie die Dämpfungskonstante μ wurden erneut zu 4096 Samples bzw. $1 \cdot 10^{-4}$ gewählt. Die Startfrequenz der Frequenzschätzer beträgt jeweils 10 Hz.

Abbildung 6.35 zeigt die Ergebnisse der Simulation. Im oberen Graphen sind die 12 berechneten adaptiven Verzögerungen dargestellt. Die erste Sekunde zeigt das Einschwingverhalten der adaptiven Verzögerung. Der Frequenzschätzer benötigt die Einschwingzeit von einer Sekunde, um stabil die Modulationsfrequenzen zu erkennen. Nach dieser Schätzung werden die adaptiven Verzögerungen berechnet. Sie sind in der Abbildung unkorrigiert in Rot und nach der Gruppenlaufzeitkorrektur in Grün dargestellt. Die Mittelungszeit N von 4096 Samples ist größer als die berechnete Verzögerungsanzahl von

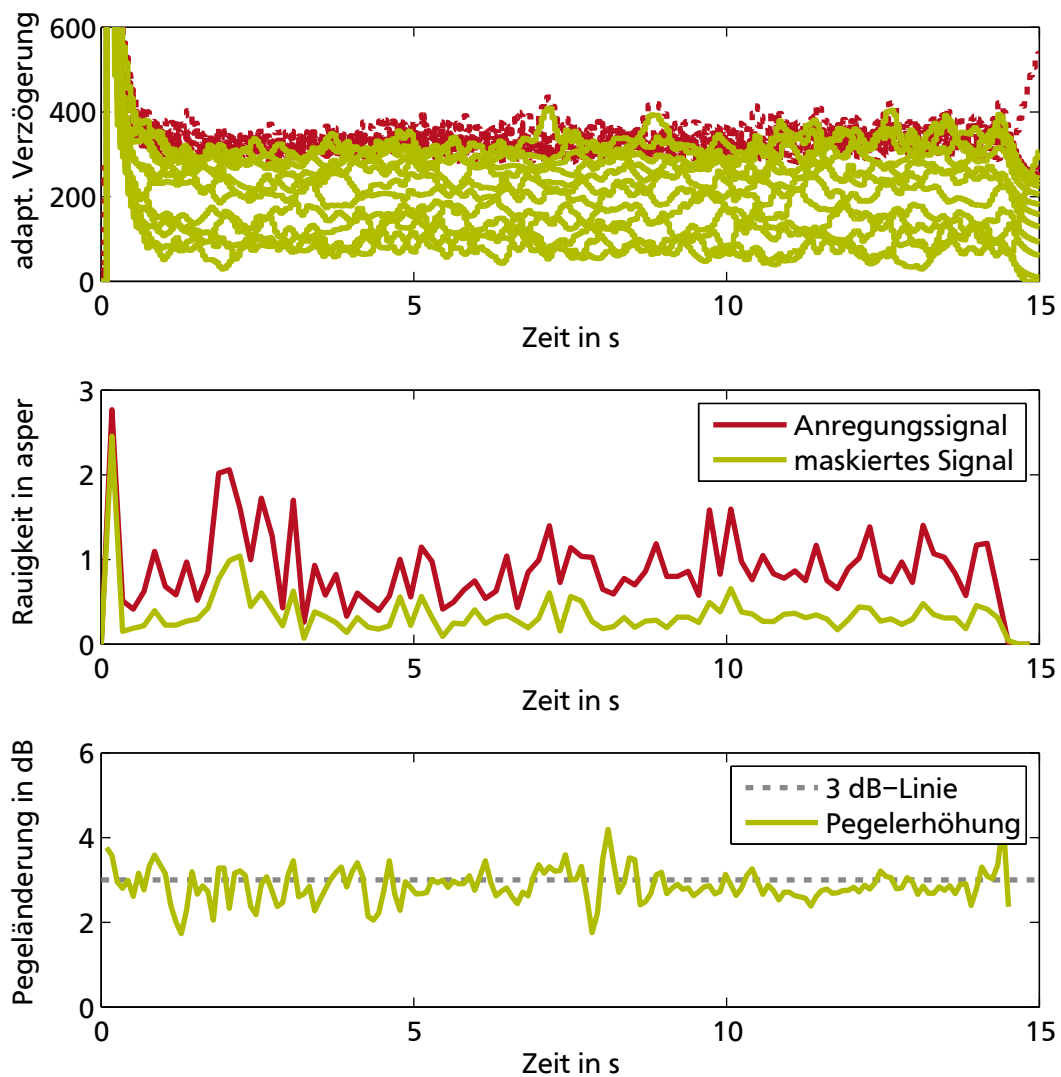


Abbildung 6.35: Zeitverlauf verschiedener Größen eines technischen Geräusch bei Maskierung mit Hüllkurvenmaskierer für 12 kritische Doppelbänder

unter 500 Samples. Im mittleren Graphen ist der Verlauf der Rauigkeit des Presslufthammergeräuschs mit und ohne Überlagerung abgebildet. Das Anregungssignal, welches dem Presslufthammergeräusch entspricht, zeigt eine ausgeprägte Rauigkeit im Bereich von 1 asper. Durch das überlagerte Signal kann die Rauigkeit erheblich reduziert werden. Allerdings tritt im Vergleich zu dem vorgestellten globalen Verzögerungsmaskierer keine Verbesserung ein. Der Aufwand der 12-fachen Filterung der Anregung ist daher nicht gerechtfertigt. Im unteren Graphen ist der Verlauf der Pegeländerung zwischen dem Effektivwert des ursprünglichen Anregungssignals (Presslufthammer) und dem Effektivwert der Summe aus Anregungs- und Überlagerungssignal dargestellt. In Grau ist zusätzlich gepunktet die Linie für eine 3-dB-Pegelerhöhung eingezeichnet. Es ist deutlich zu erkennen, dass durch das Überlagerungssignal eine mittlere Erhöhung des Pegels des Effektivwerts des Summensignals um 3 dB erfolgt. Beide Signale – Anregungs- und Überlagerungssignal – addieren sich daher wie zwei gleich laute inkohärente Quellen. Mit dem Verzögerungsmaskierer ist es möglich, die Rauigkeit von Signalen sehr stark zu reduzieren. Dies gelingt gleichermaßen für synthetische Signale wie das AM-Signal sowie das raue Presslufthammergeräusch. Dafür ist eine genaue Schätzung der Hüllkurvenfrequenz erforderlich. Diese Schätzung gelingt mit dem vorgestellten Frequenzschätzer.

6.2.4 Diskussion der Maskierungsalgorithmen

In diesem Abschnitt wurden verschiedene Maskierungsalgorithmen und ihre Auswirkungen anhand von Simulationen vorgestellt. Die Maskierung eines kritischen Bands ist besonders bei tonalen Geräuschen sinnvoll. Ein Nachweis, wann das ursprüngliche Anregungssignal nicht mehr hörbar ist, kann durch Hörversuche oder Modelle der Maskierungsschwelle erfolgen. Diese Untersuchungen stehen aus.

Der Maskierungsalgorithmus zur Maskierung aller kritischen Bänder stellt ein Verfahren dar, welches einfach umzusetzen ist und möglicherweise dennoch eine Geräuschverbesserung erreichen kann. Eine Zunahme von 3 dB im Schalldruckpegel sind bei störenden aber nicht lauten Geräuschen unkritisch.

Der globale Hüllkurvenmaskierer stellt ein Verfahren dar, welches bei rauen Geräuschen eine deutliche Verbesserung der Rauigkeit erreichen kann. Er erfordert einen höheren Aufwand zur Analyse des Signals, erreicht aber bei richtiger Anwendung eine nahezu vollständige Auslöschung der Rauigkeit – sogar bei wechselnden Modulationsfrequenzen.

Die für jedes Band individuelle Hüllkurvenmaskierung rechtfertigt mit ihren Ergebnissen den Aufwand nicht. Werden in einem realen System Maskierungssignalgeber und ursprüngliche Schallquelle an unterschiedlichen Orten positioniert, könnte allerdings das Verfahren der Laufzeitkompensation angewendet werden.

6.3 Simulation von kombinierter Regelung und Maskierung

Wie in Abschnitt 5.3 wird eine Kombination von Regelungsalgorithmus und Maskierungssignal aufgebaut. Zur Reduktion der Komplexität wird das Maskierungssignal allerdings nicht adaptiv, sondern stationär als Bandpass-Rauschen erzeugt. Als Übertragungsfunktion von Primär- und Sekundärpfad kommen Modellkombination 1 sowie das Anregungssignal *Multisinus mit Bandpass-Rauschen* aus Abschnitt 6.1 zum Einsatz. Das Maskierungssignal in Form des Bandpass-Rauschens von 980 Hz bis 1270 Hz umfasst zwei kritische Bänder.

Abbildung 6.36 stellt das Spektrum der letzten 10 Sekunden nach einer Simulationsdauer von 100 Sekunden in Form der Signalenergie mittels Welch-Schätzer dar. Das Bandpass-Verhalten von Modellkombination 1 zwischen 50 Hz und 4000 Hz ist erkennbar. Die tonalen Anteile werden durch den FxLMS-Algorithmus wie gewünscht abgeschwächt. Allerdings entsteht in dem Frequenzbereich zwischen 980 Hz und 1270 Hz ein Bandpass-Rauschen, welches in etwa der Signalenergie der bisherigen Sinustöne in diesem Frequenzbereich entspricht. Außerhalb des Frequenzbereichs des Bandpass-Rauschens funktioniert der FxLMS-Algorithmus uneingeschränkt.

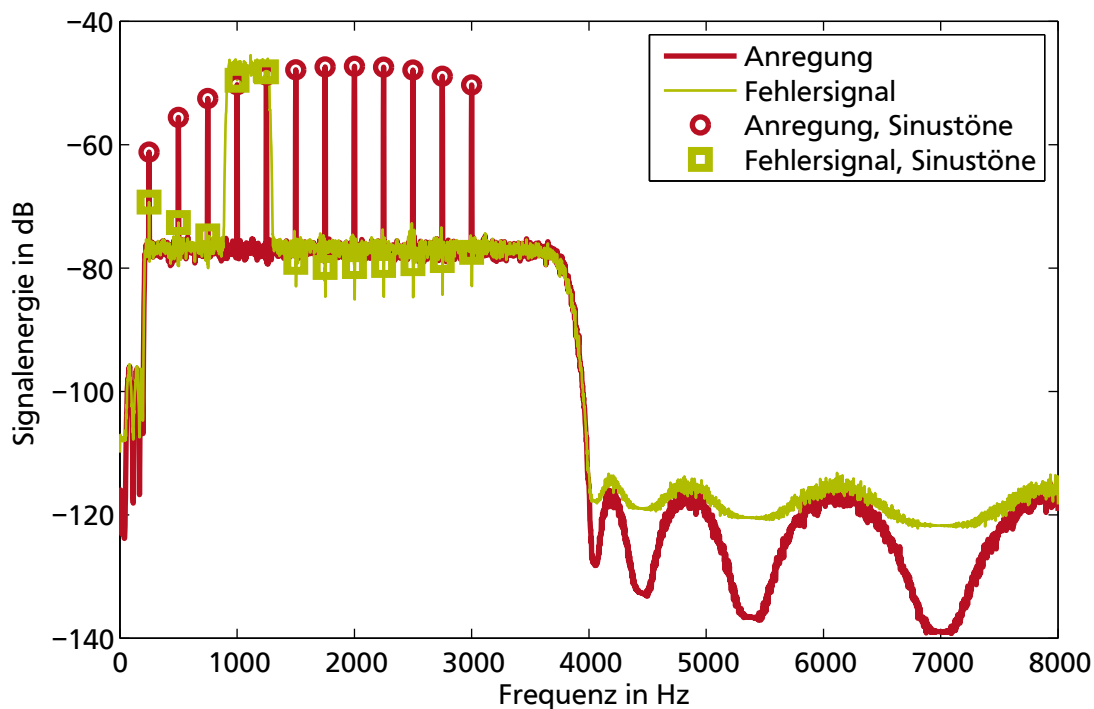


Abbildung 6.36: Spektrum von kombinierter Regelung und Maskierung

Eine weitere Verknüpfung mit den in Abschnitt 6.2 vorgestellten Maskierungsalgorithmen ermöglicht eine Rauschüberlagerung der nicht durch einen adaptiven Filter kompensierbaren tonalen Anteile. Damit wird es möglich, im Luftschallsignal gleichzeitig tonale Komponenten des ursprünglichen Geräuschs zu reduzieren, während andere zusätzliche Geräusche überlagert werden. Beliebige Zielklänge können mit einer aktiven Geräuschreduktionsmaßnahme verknüpft werden. Bei einer entsprechend genauen Modellierung des geschätzten Sekundärpfads kann die Überlagerung eines Maskierungssignals und die Reduktion mittels einer aktiven Maßnahme bei den gleichen Frequenzen erfolgen.

6.4 Studie zur Schallabstrahlung mittels aktivem Eingriff

Anhand eines Prüfstands wird die Möglichkeit gezeigt, mit 2 unterschiedlichen aktorischen Varianten ein gemeinsames Luftschallfeld zu erzeugen. Diese Möglichkeiten werden auch in [68] beschrieben. Der Prüfstand besteht aus einem steifen Gehäuse und einer elastischen Platte auf der Oberseite, die mit einer Piezokeramik versehen wird. Diese Piezokeramik auf der elastischen Platte kann bei entsprechender Ansteuerung über einen Piezohochvoltverstärker Biegemomente in die Platte einleiten (Abbildung 6.37).

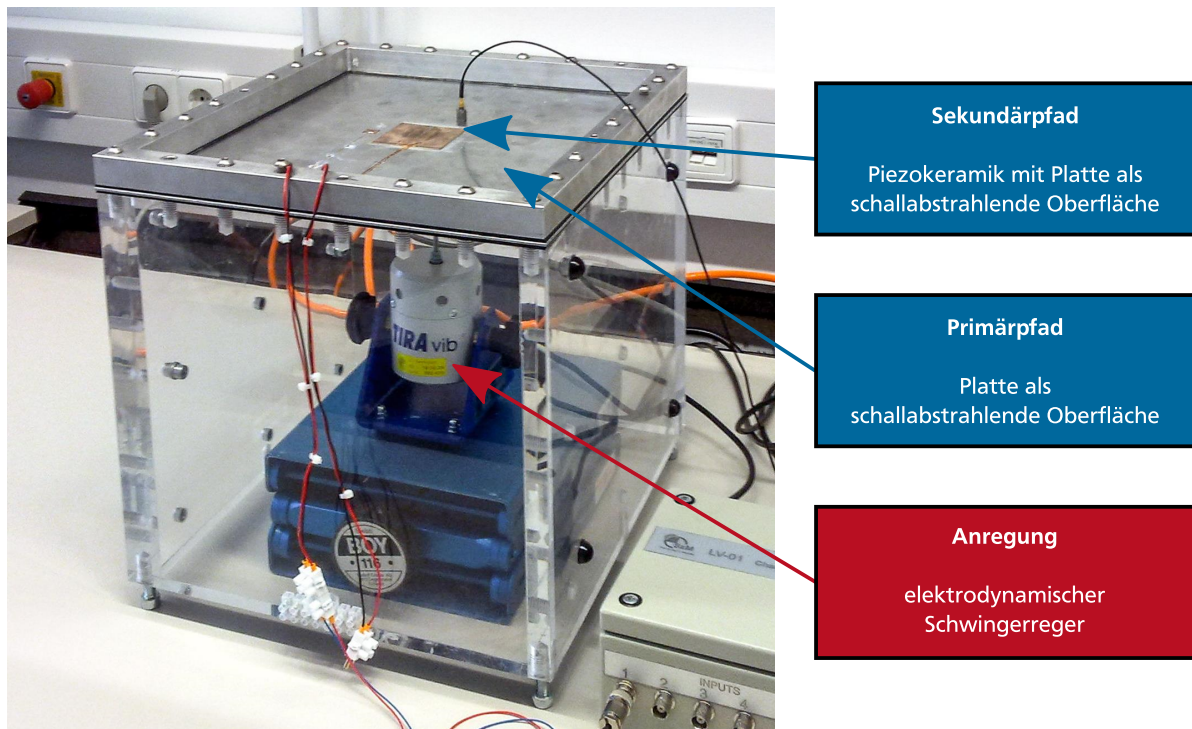


Abbildung 6.37: Prüfstand für Schallabstrahlungsversuche

Mittels eines elektro-dynamischen Schwingerregers im Innern des Gehäuses werden Betriebsschwingungen in die schallabstrahlende Oberfläche eingeleitet. Dies dient der Simulation einer Anregung durch Kräfte im Betrieb einer schwingenden Maschine im Innern. Die Schallabstrahlung der wesentlich steiferen Seitenwände aus dickem Plexiglas ist vernachlässigbar. Erfasst wird das Luftschallsignal mit einem Mikrofon oberhalb der schallabstrahlenden Oberfläche.

Ziel der Studie ist die Demonstration der Möglichkeit, ein gemeinsames Luftschallsignal zu erzeugen, auch wenn die Strukturanregung 2 unterschiedliche Quellen besitzt. Dies wird beispielhaft für reine Sinustöne mit 250 Hz²¹, 1000 Hz und 4000 Hz durchgeführt.

Diese Sinustöne werden von einem bandbegrenztem Rauschen überlagert. Das Überlagerungssignal wird nicht in Echtzeit, sondern mittels fest eingestellter Bandpass-Filter erzeugt. Dafür wird weißes Rauschen sowohl Bandpass- als auch Notch-gefiltert²². Die Notch-Filterung dient der Abschwächung des Rauschen bei der Frequenz des Sinus-Tons. Die Filterkennwerte sind in den Tabellen D.5 und D.6 angegeben. Sie entsprechen der Breite jeweils eines kritischen Bands.

Bei einer sinusförmigen Anregung der elastischen Platte mittels Schwingerreger erfolgt eine Abstrahlung des Sinus-Tons, welche im Luftschall gemessen wird. Dies ist in Abbildung 6.38 (rote Linien) für die Fälle 250 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz erkennbar. Eine Anregung der übrigen Frequenzen erfolgt nicht über das Grundrauschen der Umgebung hinaus.

²¹ Die Studie ist chronologisch vor den Maskierungsalgorithmen entstanden. Die untere Frequenz 250 Hz weicht daher von der sonst üblichen Frequenz 400 Hz ab.

²² Notch-Filter werden auch als Kerbfilter bezeichnet.

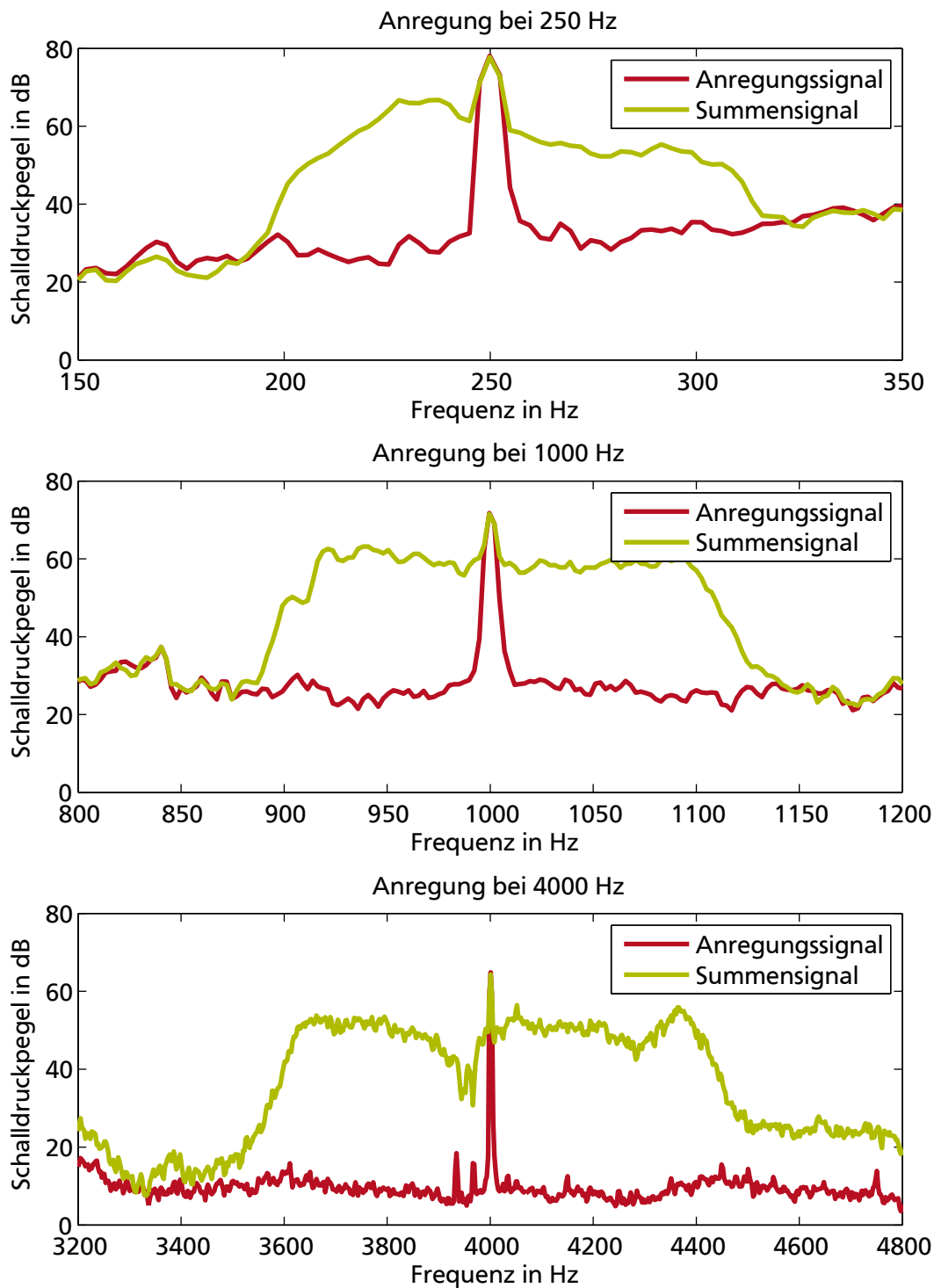


Abbildung 6.38: Schallabstrahlungsversuche – Schalldruckpegel mit und ohne Zusatzrauschen

Bei einer Überlagerung von Rauschen mittels Piezokeramik und Sinuston mittels Schwingerreger ergeben sich die grünen Linien in Abbildung 6.38. Der jeweilige Sinuston wird durch das zusätzliche Rauschen im Signal nicht angehoben. Dies liegt an der geeigneten Wahl der Parameter der Notch-Filter. Der Frequenzbereich des zusätzlich entstehenden Rauschens entspricht den Filterbandbreiten. Je höher der jeweilige Frequenzbereich des Bandpass-Rauschens liegt, desto klarer werden die Filterkennlinien im Spektrum des Schalldruckpegels sichtbar. Der Abfall im Sperrbereich wird steiler. Eine Erregung der benachbarten kritischen Bänder erfolgt im Luftschallsignal in keinem der 3 Fälle. In allen 3 Graphen wird deutlich, dass mittels Struktureingriff auf der Oberfläche eine Geräuschveränderung gelingt. Ein Bandpass-Rauschen mit der Bandbreite eines kritischen Bands wird mit einem 2. Akteur erzeugt und überlagert sich mit dem ursprünglichen Sinus-Signal zu einem gemeinsamen Geräusch. Einfache Hörproben zeigen, dass der ursprüngliche Ton vor allem bei niedrigen Frequenzen und ausreichendem Rauschen unhörbar wird.

6.5 Zusammenfassen in einer Toolbox

Die für diese Arbeit entwickelten Algorithmen wurden in einer Toolbox zusammengeführt. Diese Toolbox wurde im Rahmen einer Master-Thesis²³ begonnen und weiterentwickelt.

Eine Toolbox ermöglicht weiterführende Arbeiten auf der Grundlage vorgegebener Strukturen und durch den modularen Aufbau eine einfache Erweiterung und Anpassung bestehender Module. Die Toolbox enthält Anregungssignale, psychoakustische Auswertungsalgorithmen, Maskierungsalgorithmen, gehörgerechte Bewertungskennlinien (A-Bewertung, Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr etc.) und die vorgestellten Regelungskonzepte. Die Toolbox übernimmt die Klassifikation – Anregung, Signale, Struktur und Umwelt – und ist entsprechend gegliedert:

- Der Bereich **Anregung** umfasst Signale zur Amplitudenmodulation, zur Frequenzmodulation, zur Schwebungsanregung sowie weißes Rauschen. Im Sinne der Modularität können die Blöcke sehr frei eingestellt werden, sehen aber in der Standardkonfiguration geeignete Standardeinstellungen vor. Diese Anregungen ermöglichen die Erstellung von Geräuschen mit erhöhter Lärmigkeit.
- Der Bereich **Signale** berücksichtigt die in der Psychoakustik üblichen Auswertelgorithmen – Fluktuation, Rauigkeit und Schärfe. Damit können schon bei der virtuellen Produktentwicklung Aussagen über psychoakustische Kenngrößen getroffen werden.
- Der Bereich **Maskierungsalgorithmen** besteht aus den vorgestellten Algorithmen. Sie können durch die hierarchische Struktur als Block in einer Blockschaltdarstellung einfach eingesetzt werden. Eine Bewertung kann mit den vorliegenden psychoakustischen Metriken erfolgen.
- Der Bereich **Regelung** dokumentiert die eingesetzten adaptiven Filter mit den zusätzlichen Erweiterungen sowie die zugehörigen Modellkombinationen.

Simulationsmodelle aktiver Systeme, die in Blockschaltdarstellung vorliegen, können mit dieser Toolbox um Maskierungsansätze und psychoakustische Bewertungen strukturiert erweitert werden.

²³ Karl Wolf: Aufbau einer Toolbox zur aktiven akustischen Maskierung, Master-Thesis, Technische Universität Darmstadt, 18.12.2013.



7 Implementierung eines Maskierungssystems und Probandenversuche

Für die Überprüfung der Marktreife eines Systems zur aktiven Maskierung wird ein integriertes Maskierungssystem in einem büroähnlichen Umfeld mit praxisnahen Komponenten aufgebaut. Damit kann eine subjektive Beurteilung der Tauglichkeit eines Systems zur aktiven Maskierung in realitätsnaher Umgebung getestet werden. Der Büro-Container wird in Abbildung 7.1 gezeigt.



(a) Außenansicht



(b) Innenansicht

Abbildung 7.1: Büro-Container zur Implementierung von aktiver Maskierung

Einzelne in den vorherigen Kapiteln beschriebene Algorithmen können mit einem Microcontroller berechnet werden. Im Unterschied zu den vorherigen Untersuchungen, welche auf kostspieliger Labortechnik oder PC-Systemen basieren, werden im Folgenden Komponenten eingesetzt, die in sehr hoher Stückzahl und damit sehr preisgünstig verfügbar sind.

Das Maskierungssystem wird schematisch in Abbildung 7.2 dargestellt und besteht aus

- einer Sensorik in Form eines Mikrofons zur Aufnahme von Geräuschen,
- einer Signalkonditionierung zur Verstärkung und Filterung der aufgenommenen Messsignale,
- einem Microcontroller zur Verarbeitung der Messdaten und Berechnung des Maskierungssignals,
- einer Signalkonditionierung zur Dämpfung und Filterung des ausgegebenen Maskierungssignals,
- einem Verstärker zur Verstärkung und Versorgung der Aktorik in Form eines Lautsprechers,
- einem Lautsprecher zur Erzeugung des Luftschallgeräuschs auf Basis des Maskierungssignals.

Die Umsetzung erfolgt mit einem Microcontroller auf einer Experimentierplattform. Das Maskierungssystem im Büro-Container ist in Abbildung 7.1b dargestellt. Zur Signalkonditionierung (Eingangsverstärkung, -filterung, Ausgangsdämpfung und -filterung) kommt eine Platine zum Einsatz. Weitere Informationen zum experimentellen Aufbau sind in Abschnitt E.2 im Anhang beschrieben. Die Funktionen der Platine werden in Abschnitt 7.1 erläutert.

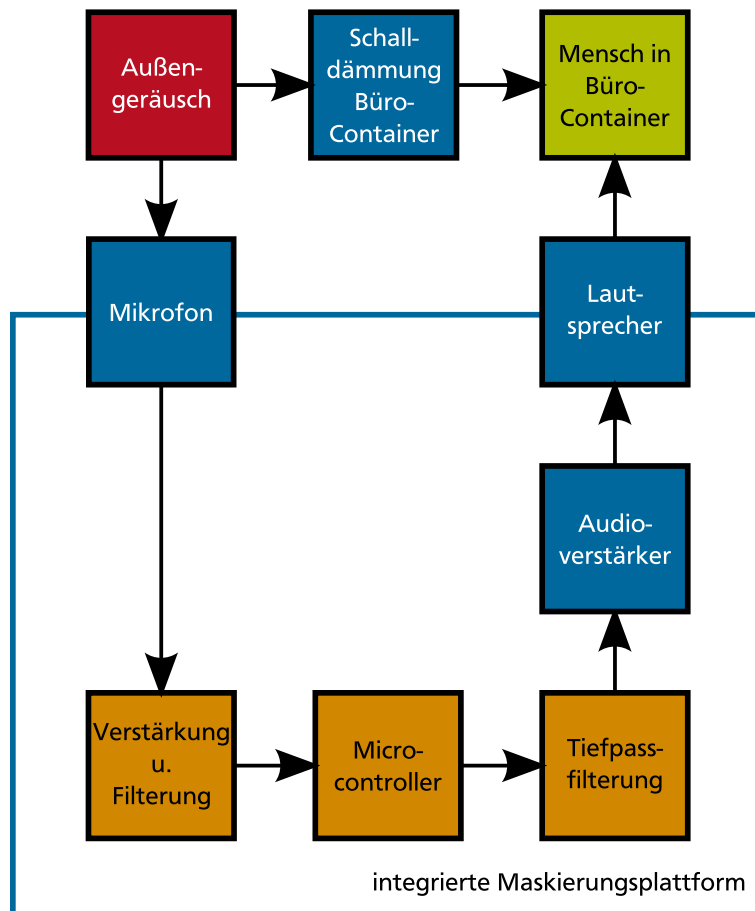


Abbildung 7.2: Blockschaltbild des integrierten Maskierungssystems

7.1 Elektronikauslegung unter Berücksichtigung des Microcontrollers

Die Programmierung des Microcontrollers erfolgt durch die automatische Erzeugung der Befehle in der Programmiersprache C. Das Verhalten wird in Form von Blockschaltbildern vorgegeben, die Erzeugung des C-Codes erfolgt computergeneriert und angepasst an die spezifischen Eigenschaften des Microcontrollers.

Signalkonditionierung

Der Microcontroller erzeugt ein an ein äußeres Geräusch angepasstes, adaptives Rauschen, wie es in Kapitel 5 vorgestellt wurde. Um die Besonderheiten des Microcontrollers zu berücksichtigen (Signaleingangsspannungsbereich, Auflösung des AD-Wandlers etc.), werden die gemessenen Signale mit einer Signalkonditionierung aufbereitet.

Im vorliegenden Fall wird ein AD-Wandler genutzt, um das analoge Mikrofonsignal mit einer Abtastrate von 20 kHz digital weiterzuverarbeiten. Dabei ist darauf zu achten, dass der Microcontroller nach Tabelle E.2 einen AD-Wandler mit 12 Bit und einem Spannungshub von 0 V bis 3 V besitzt. Daraus folgt eine Spannungsauflösung von

$$\Delta u = \frac{3 \text{ V}}{2^{12} \text{ Quantisierungsstufen}} = 732 \cdot 10^{-6} \frac{\text{V}}{\text{Quantisierungsstufe}} . \quad (7.1)$$

Mit der Mikrofonempfindlichkeit von 50 mV/Pa kann eine Spannung für leise und laute Geräusch abgeschätzt werden. Leise Geräusche müssen mit ausreichend Quantisierungsstufen diskretisiert werden, laute dürfen die Maximalspannung nicht überschreiten. Ein Verstärkungsfaktor von 60 entspricht einem geeigneten Kompromiss. Die Wechsellspannung des Mikrofons um 0 V erhält zusätzlich einen Spannungs-

offset von 1,5 V, um in dem Spannungsbereich des AD-Wandlers zu liegen. Der Offset und die Verstärkung erfolgen mittels eines nichtinvertierenden Verstärkers mit Offset.

Die Messung des Außengeräusches erfolgt über ein Mikrofon mit einer Konstantstromversorgung vom Typ „Integrated Electronics Piezo Electric“ (IEPE²⁴). Diese Konstantstromversorgung wird in der Schaltung mit einer Konstantstromeinspeisung über einen N-Kanal-Sperrschicht-Feldeffekttransistor sichergestellt. Zur Auskopplung der sich aufgrund der Stromquelle einstellenden Gleichspannung wird eine AC-Kopplung des Mikrofons an den Verstärker sichergestellt. Die Auslegung und Simulation der Operationsverstärkerschaltung mit Mikrofonenergieversorgung erfolgt mit dem Schaltungssimulationsprogramm *LTSpiceIV*. Das Schaltbild ist im Anhang als Abbildung E.2 zu finden.

Signalausgang

Der verwendete Microcontroller kann nicht direkt ein Audio-Signal erzeugen. Er besitzt keinen analogen Spannungsausgang, sondern ausschließlich digitale Ausgänge. Diese können nur die beiden – digitalen – Spannungen 0 V und 3,3 V schalten. Spannung dazwischen können allerdings mittels eines PWM-Signals²⁵ erreicht werden. Dabei werden die digitalen Ausgänge mit hoher Frequenz ein- und ausgeschaltet. Unterschiedliche Amplitudenwerte werden in sehr kurze Pulse gleicher Amplitude (3,3 V), aber unterschiedlicher zeitlicher Länge umgewandelt. Nach einer Tiefpass-Filterung entsteht ein Signal mit unterschiedlichen Amplituden, welches einem analogen Spannungssignal nahekommt. Zur Erzeugung von PWM-Signalen stehen fertige Werkzeuge zur Verfügung. Darin können die für das PWM-Signal erforderlichen Einstellungen vorgenommen werden.

Zur Bildung eines geeigneten PWM-Signals muss darauf geachtet werden, dass die minimale und maximale Pulsdauer richtig gewählt werden. Der Microcontroller besitzt eine Taktfrequenz f_{MC} von 150 MHz. Der kürzeste erzeugbare Puls entspricht damit einer Dauer von

$$\Delta t_{\min} = \frac{1}{150 \text{ MHz}} \approx 7 \text{ ns}. \quad (7.2)$$

Die maximale Länge eines Pulses bestimmt die Auflösung sowohl in der Amplitude als auch in der Zeit, da die Pulsbreitenmodulation die Amplitude in eine Zeit übersetzt.

Zum einen wird angestrebt, eine ähnliche Spannungsauflösung wie am Eingang laut Gleichung (7.1) vorzufinden. Zum anderen sollen während einer Periode eines harmonischen Ausgangssignals ausreichend viele Pulse erzeugt werden, um Sinustöne mit maximaler Frequenz noch möglichst gut abzubilden. Bei einer maximalen Pulslänge von 1500 werden PWM-Pulse unterschiedlicher Dauer mit einer Frequenz $f_{S,PWM}$ von

$$f_{S,PWM} = \frac{f_{MC}}{1500} = \frac{150 \text{ MHz}}{1500} = 100 \text{ kHz} \quad (7.3)$$

erzeugt. Der Spannungshub des Signalausgangs des Microcontrollers von 3,3 V und die minimale Pulslänge von einem Takt mit der Frequenz $f_{S,PWM}$ ergibt die Auflösung des Ausgangs zu

$$\Delta u = \frac{3,3 \text{ V}}{1500} = 2,2 \text{ mV} \quad (7.4)$$

und liegt damit eine Größenordnung über der des Eingangs in Gleichung (7.1). Ein Ausgangssignal mit dem Spannungshub von 1 V und einer Frequenz von 1 kHz wird mit 455 Diskretisierungen in der Amplitude bzw. 100 zeitlichen Diskretisierungen abgebildet. Beide Werte stellen einen geeigneten Kompromiss dar.

Bevor der Lautsprecherverstärker dieses PWM-Signal erhält, ist es erforderlich, den Zeitverlauf zu glätten und hohe Frequenzen mittels eines Tiefpass-Filters herauszufiltern. Ein störungsfreier Betrieb des Lautsprecherverstärkers kann sonst nicht vorausgesetzt werden. Das Tiefpass-Filter wird als passives

²⁴ Sensoren dieses Typs werden auch unter Markennamen wie beispielsweise ICP® gehandelt.

²⁵ englisch: Pulse Width Modulation, deutsch: Pulsbreitenmodulation

Tiefpass-Filter zweiter Ordnung aus einer Induktivität L und einer Kapazität C abgebildet. Die Auslegung auf eine Frequenz zwischen der Abtastrate von 20 kHz und der PWM-Signalfrequenz von 100 kHz erfolgt auf 50 kHz. Dies wird mit einer Induktivität L von 22 μH und einer Kapazität von 470 nF erreicht. Die Messung der realen Bauteile mit einem LCR-Meter ergibt eine Induktivität L von 24,9 μH und eine Kapazität C von 473,1 nF. Daraus folgt eine reale Grenzfrequenz von

$$f_g = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \approx 46 \text{ kHz}. \quad (7.5)$$

Damit liegt der akustische Bereich vollständig im Durchlassbereich des Filters, und die Pulse mit 100 kHz und deren Harmonischen werden effektiv gedämpft. Nach dem Tiefpass-Filter wird das Signal dem Audio-Verstärker als Eingang zur Verfügung gestellt.

7.2 Experimentelle Ergebnisse

Als Nachweis der Funktionalität und Praxistauglichkeit werden im Folgenden experimentelle Untersuchungen vorgestellt. Dabei wird zwischen synthetischen Signalen und praxisnahen Geräuschen unterschieden. Die Anregungen zur Abbildung eines Außengeräuschs erfolgen außerhalb des Büro-Containers mit einem handelsüblichen Lautsprecher, der an einen Audio-Verstärker angeschlossen ist.

Synthetische Signale – Maskierung eines kritischen Bands

Als synthetische Signale werden 3 reine Töne mit den Frequenzen 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz gewählt. Alle 3 Signale befinden sich im Hörbereich des Menschen und liegen in unterschiedlichen kritischen Bändern.

Zum Einsatz kommt der Maskierer zur Maskierung eines kritischen Bands in der Variante mit 2 zusammengefassten kritischen Bändern. Der Algorithmus maskiert daher jeweils einen einzelnen Frequenzbereich mit der Bandbreite von 2 benachbarten kritischen Bändern. Es wird erwartet, dass der reine Ton messtechnisch erfasst wird und das Maskierungssystem ein geeignetes Rauschen in diesem Frequenzband erzeugt. Andere Frequenzbänder sollen davon unberührt bleiben.

Die Ergebnisse des experimentellen Aufbaus sind in Abbildung 7.3 zusammengefasst. Rot stellt jeweils das vorliegende gemessene Signal im Innern des Büro-Containers dar. Die Mikrofonposition ist mittig im Raum und wurde während des Versuchs nicht verändert. Die orange Kurve stellt den gemessenen Schalldruckpegel im Innern bei eingeschaltetem Maskierungssystem dar. Die senkrechte rote, gestrichelte Linie markiert die jeweilige Frequenz von 400 Hz, 1000 Hz oder 4000 Hz. Die senkrechten grauen Linien zeigen die Frequenzgrenzen der kritischen Doppel-Bänder. Im 1. Graphen²⁶ bei einer Anregung von 400 Hz besitzt die orange Linie eine ausgeprägte Spitze bei 400 Hz. Wird das Maskierungssystem eingeschaltet, gelingt es, diesen Frequenzbereich durch ein Rauschen zu überlagern. Die Frequenzgrenzen des bandbegrenzten Rauschens sind dabei mit den Frequenzgrenzen der kritischen Bänder bei 300 Hz und 510 Hz übereinstimmend. Außerhalb der Frequenzgrenzen erfolgt eine geringe Anregung. Im 2. Graphen wird der Fall mit einem Signal von 1000 Hz gezeigt. Wieder ist in der roten Linie eine Spitze mit 1000 Hz deutlich sichtbar. Das bandbegrenzte Rauschen wird vom Maskierungssystem in den richtigen Frequenzbereich mit den Grenzen 770 Hz und 1080 Hz gelegt. Es erfolgt eine geringe Anhebung der restlichen Frequenzen. Im 3. Graphen erfolgt die Anregung mit 4000 Hz. Das prinzipielle Verhalten ähnelt dem der beiden anderen Versuche. Der maskierte Frequenzbereich beträgt nun 3700 Hz bis 5300 Hz. Wieder erfolgt nur eine geringe Anregung der anderen kritischen Bänder. Die Anregung außerhalb der jeweiligen Bandbreite liegt vor allem an der endlichen Filtersteilheit der digitalen Filter. Die Filterordnung beträgt in diesem Fall 10 und wird von der Rechenleistung des Microcontrollers begrenzt. Niedrigere Abtastraten oder höhere Rechenleistungen ließen steilere Filter zu.

²⁶ Hierbei ist zu beachten, dass die zusammengefassten Frequenzgruppen im Gegensatz zu Abschnitt 6.2 verschoben sind. Bspw. werden 3 u. 4 zusammengefasst, anstatt 4 u. 5. Dies ändert allerdings nichts an der Betrachtung der Wirksamkeit.

Praxisnahe Signale – gleichzeitige Maskierung aller Bänder

Als 2. Nachweis der Funktion des praxisnahen Aufbaus werden Versuche mit praxisnahen Geräuschen durchgeführt. Zunächst kommt ein Presslufthammergeräusch zum Einsatz, das stellvertretend für Baulärm steht. Das Geräusch einer elektrischen Zahnbürste steht beispielhaft für ein Geräusch eines elektrischen Haushaltsgeräts. Die Geräusche unterscheiden sich bezüglich ihrer spektralen Zusammensetzung – das Presslufthammergeräusch enthält vor allem tieffrequente Anteile, das Zahnbürstengeräusch etwas höherfrequente. Beide Signale werden auf den gleichen Effektivwert skaliert.

Im vorherigen Abschnitt „Synthetische Signale“ wurde die prinzipielle Funktionsweise zur Maskierung eines schmalen Frequenzbereichs gezeigt. Da diese Geräusche allerdings einen breitbandigeren Charakter haben, wird der Algorithmus zur Maskierung aller kritischen Bänder aus Abschnitt 5.2.1 eingesetzt. So kann sichergestellt werden, dass über den gesamten Frequenzbereich eine Maskierung der Lärmquelle erreicht werden kann. Die messtechnische Untersuchung erfolgt nach dem gleichen Schema wie im letzten Abschnitt.

In Abbildung 7.4 wird das mittlere Schalldruckspektrum der beiden Geräusche von Presslufthammer und Zahnbürste gezeigt. Der Frequenzbereich ist zur besseren Darstellung von 0 Hz bis 4000 Hz begrenzt. Jeweils in Blau ist der Ruheschalldruckpegel über der Frequenz dargestellt. In dünnem Orange mit einem Punkt als Marker ist das Geräusch des eingeschalteten Maskierungssystems bei Abwesenheit eines zusätzlichen Anregungsgeräusches von außen dargestellt. Die roten Linien zeigen die spektrale Zusammensetzung des im Innenraum gemessenen Schalldruckpegels beim Vorliegen des Anregungsgeräusches von außen, aber ausgeschaltetem Maskierungssystem. Die roten Kurven schließlich ergeben sich bei einem Anregungsgeräusch von außen und eingeschaltetem Maskierungssystem.

Das Presslufthammergeräusch hat seine starken spektralen Anteile u. a. im Bereich um 500 Hz, während das Zahnbürstengeräusch vor allem im Bereich von 1500 Hz bis 2500 Hz ausgeprägte Schalldruckpegel aufweist. Beim Zahnbürstengeräusch ist zu erkennen, dass das Betriebsgeräusch des Maskierungssystems im Bereich um 1000 Hz das Anregungssignal von außen übersteigt.

Die Bewertung einer zielgerichteten und erfolgreichen Maskierung ist mit dem Schalldruckpegelspektrum alleine nicht vollständig möglich. Es ist zu erkennen, dass zusätzlicher Schalldruck bedarfsgerecht erzeugt wird. Die zeitliche Feinstruktur geht in einer spektralen Darstellung allerdings verloren.

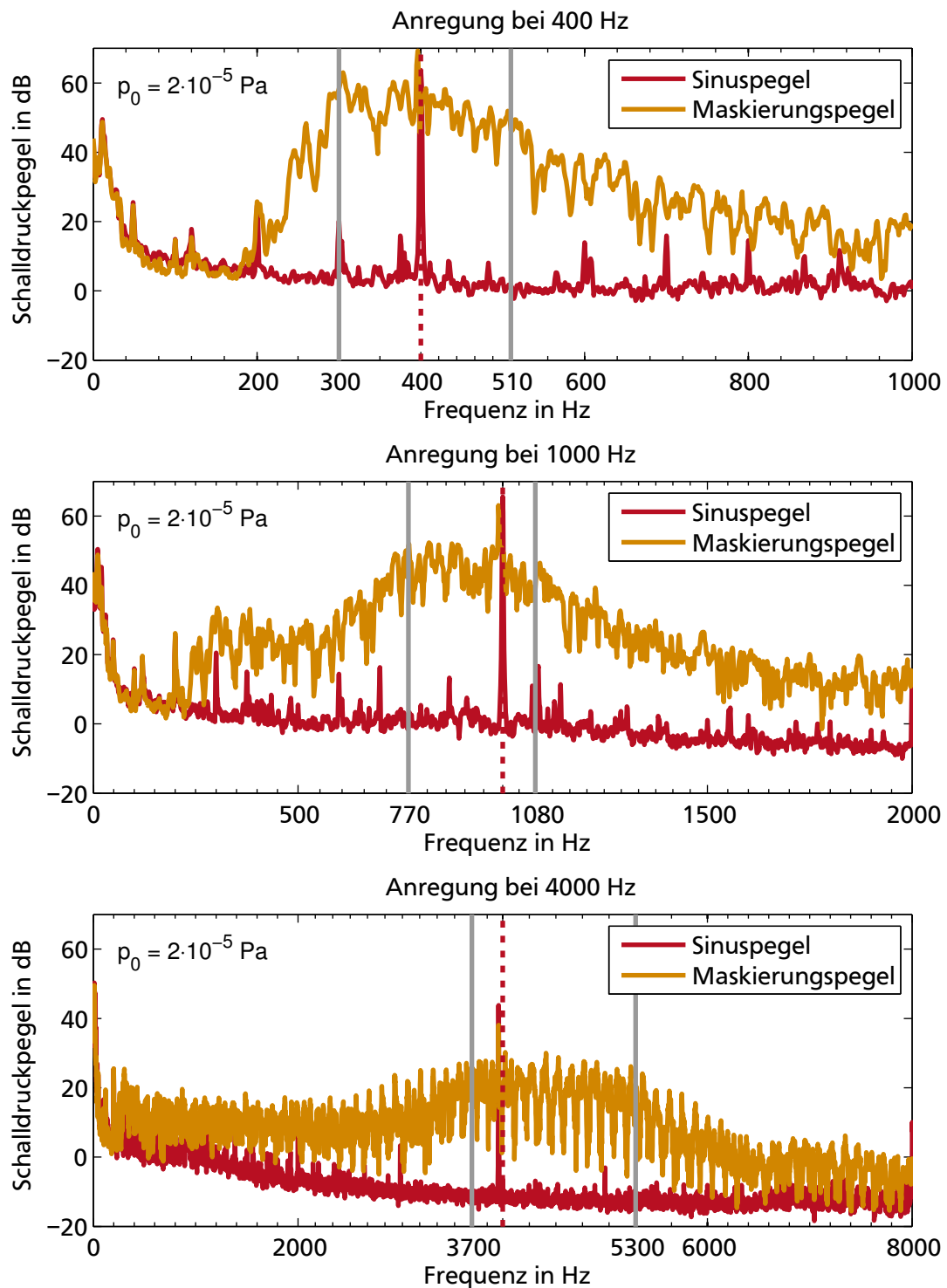


Abbildung 7.3: Messergebnisse Büro-Container Maskierung 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz

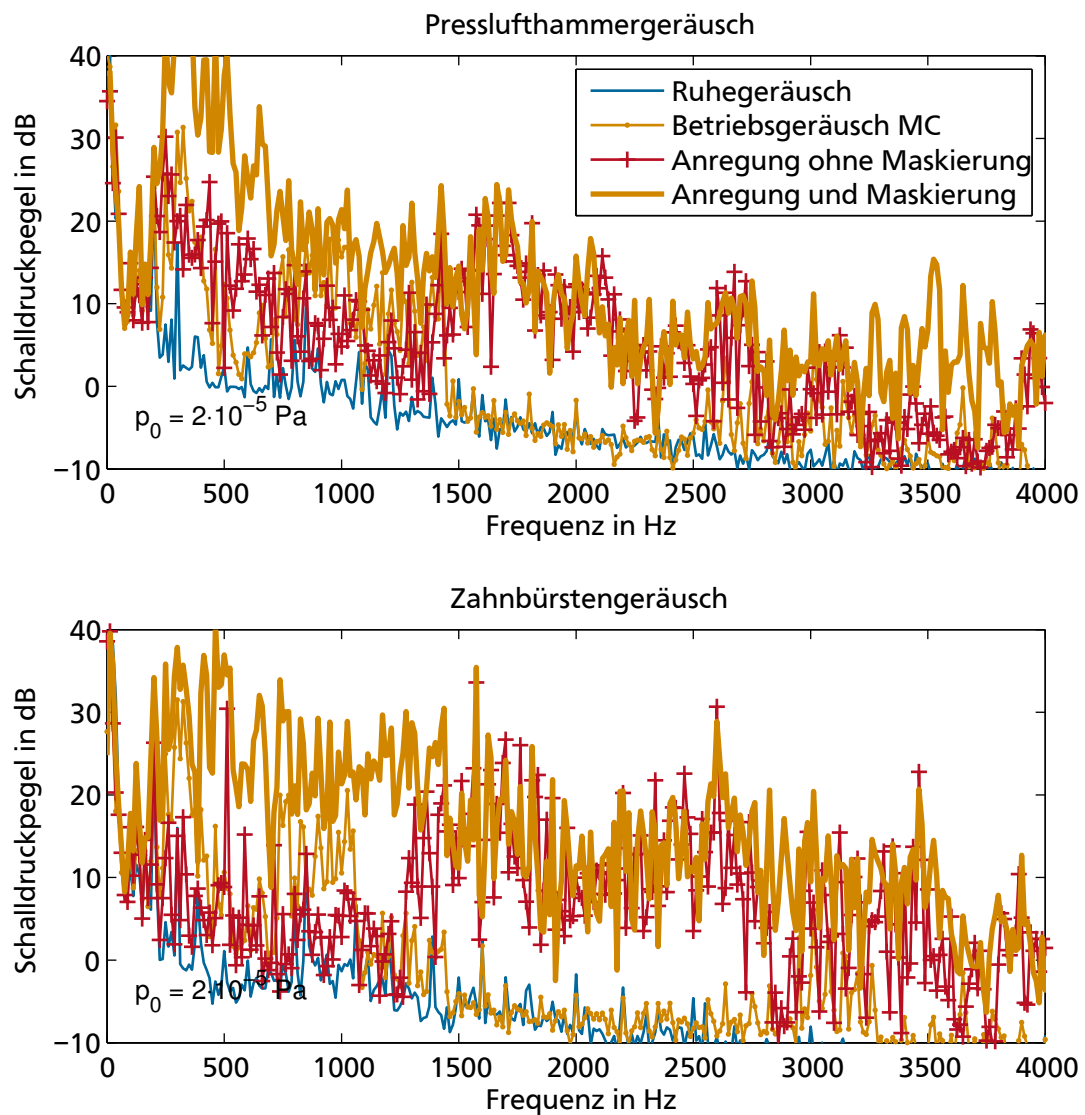


Abbildung 7.4: Schalldruckpegelspektren bei Maskierung mit allen kritischen Bändern – technische Geräusche

7.3 Probandenversuche

Weiterhin wurden Probandenversuche im Büro-Container durchgeführt, um die grundsätzliche Wirksamkeit des Maskierungssystems nachzuweisen. Dabei spielt bei der Bewertung durch Probanden grundsätzlich auch das subjektive Empfinden eine wesentliche Rolle.

Versuchsdurchführung

Im Büro-Container, Abbildung 7.1, sitzt ein/e Proband/in mittig an einem Schreibtisch mit der Vorstellung, eine Bürotätigkeit auszuüben. Dies stellt ein möglichst einfaches und leicht zu reproduzierendes Versuchsszenario dar. Nacheinander werden dem Probanden unterschiedliche Geräusche präsentiert, die er anhand eines Fragebogens im Hinblick auf die jeweilige Lästigkeit bewertet. Der Fragebogen ist im Anhang D.1 zu finden. Für den Grad der Lästigkeit werden die Begriffe *extrem lästig* – *sehr lästig* – *eher lästig* – *etwas lästig* – *kaum lästig* – *nicht lästig* gewählt.

Jeweils eine Geräuschpräsentation entspricht einem Versuch. Dem Probanden werden 5 Geräusche präsentiert – in reiner, unmaskierter Form und mit eingeschaltetem Maskierungssystem. Die 10 Versuche werden in einer sich wiederholenden zufälligen Reihenfolge 4 Mal wiederholt. Dies wird als Blockbildung und Randomisierung bezeichnet. Folglich bewertet jeder Proband 40 Geräusche. Die Reihenfolge ist in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Insgesamt werden Versuche mit 21 Probanden²⁷ im Alter von ca. 20 bis 45 Jahren durchgeführt.

Das für die Dauer von 10 Sekunden präsentierte Geräusch entsteht außerhalb des Büro-Containers und dringt durch einen Lüftungskanal halblinks vor dem Probanden in den Büro-Container ein. Das Maskierungsgeräusch entsteht im Flachlautsprecher zentral rechts von dem Probanden. Die Anordnung ist in Abbildung 7.5 als Prinzipskizze dargestellt. Als Maskierungsalgorithmus kommt der Maskierer zur Maskierung aller kritischen Bänder (M2) zum Einsatz.

Tabelle 7.1: Reihenfolge der Probandenversuche

| Geräusch | Maskierungssystem | Versuchsnummer |
|-------------------------|-------------------|----------------|
| 400 Hz-Ton | aus | 6, 16, 26, 36 |
| 400 Hz-Ton | an | 7, 17, 27, 37 |
| 1000 Hz-Ton | aus | 2, 12, 22, 32 |
| 1000 Hz-Ton | an | 8, 18, 28, 38 |
| 4000 Hz-Ton | aus | 5, 15, 25, 35 |
| 4000 Hz-Ton | an | 1, 11, 21, 31 |
| Presslufthammergeräusch | aus | 3, 13, 23, 33 |
| Presslufthammergeräusch | an | 4, 14, 24, 34 |
| Zahnbürstengeräusch | aus | 9, 19, 29, 39 |
| Zahnbürstengeräusch | an | 10, 20, 30, 40 |

Messergebnisse

Zur Bewertung der Probandenversuche wird eine messtechnische Überprüfung der Probandenversuche durchgeführt. Dabei wird an die Stelle der späteren Probanden ein Kunstkopf mit Torso der Firma *HEAD Acoustics* gesetzt und mit den beiden künstlichen Ohren das Geräusch gehörrichtig aufgenommen. Das Versuchsszenario stellt den Zustand dar, wie ein Mensch das Geräusch auch wahrnehmen würde. Abbildung 7.6 zeigt die Lautheit der drei Sinustöne jeweils mit ein- und ausgeschaltetem Maskierungssystem an den beiden künstlichen Ohren. Die Bezeichnungen *rechts* und *links* entsprechen dabei wie in Abbildung 7.5 der Blickrichtung des Kunstkopfes. Rechts ist die dem Flachlautsprecher, links die dem Lüftungsschlitze zugewandte Seite. Zu Beginn der Aufnahme benötigt der Algorithmus des Messsystems

²⁷ Es kann von Normalhörigkeit der Probanden ausgegangen werden.

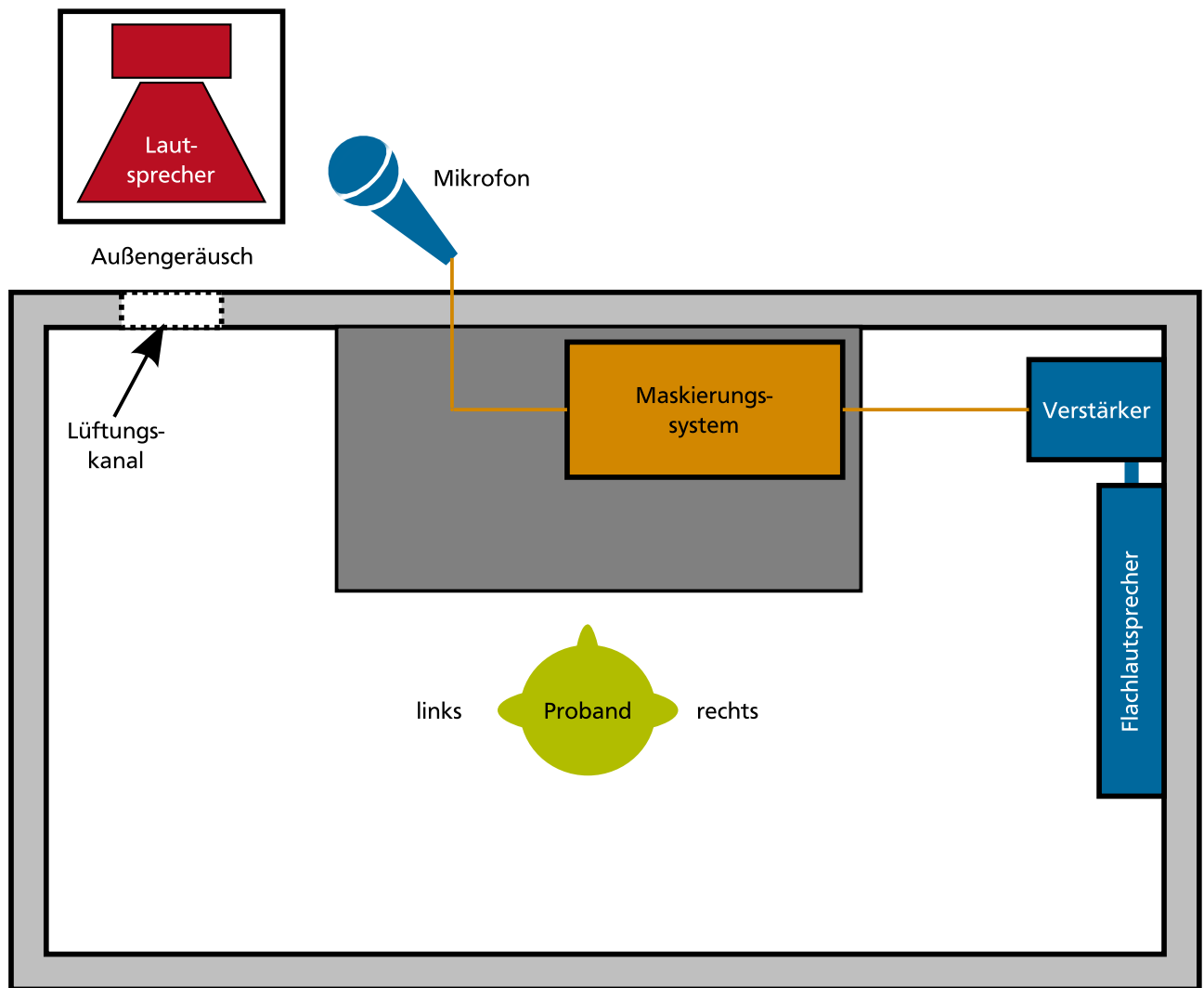


Abbildung 7.5: Prinzipskizze der Probandenversuche als Draufsicht

zur Bestimmung der Lautheit einen Moment, bis eine stabile Bewertung der Lautheit möglich ist. Danach bleibt die Lautheit näherungsweise konstant.

Bei ausgeschaltetem Maskierungssystem (rote und orange Linie) nehmen das rechte und das linke Ohr deutlich unterschiedliche Lautheiten wahr. Die Lautheit ist dabei aufgrund der Raumeigenschaften nicht immer an dem der Quelle zugewandten Ohr größer. Bei der Frequenz von 400 Hz erfährt das dem Lüftungsschlitz abgewandte Ohr eine höhere Lautheit. Dies könnte an den ausgeprägten Hohlraumresonanzen bei niedrigeren Frequenzen liegen. Die unmaskierten Sinustöne erzeugen alle eine ähnliche Lautheit im Bereich von ca. 8–13 sone. Durch Zuschalten des Maskierungssystems erhöht sich die Lautheit bei dem 400 Hz-Ton und dem 1000 Hz-Ton deutlich auf den Bereich von ca. 20–25 sone. Bei dem 4000 Hz-Ton ändert sich die Lautheit nur wenig.

Abbildung 7.7 stellt die beiden technischen Geräusche vor. Im linken Graphen ist die Lautheit des Presslufthammergeräusches zu erkennen. Aufgrund des breitbandigen Charakters des Geräusches gleichen sich die Raumeigenschaften bei beiden Ohren aus. Das rechte und das linke Ohr nehmen ähnliche Lautheiten wahr. Dies gilt auch für das Zahnbürstengeräusch. Die Lautheit ist etwas höher als bei den Sinustönen und beträgt ca. 15 sone beim Presslufthammergeräusch und ca. 17 sone beim Zahnbürstengeräusch. Durch die vorherige Skalierung der beiden Geräusche auf den gleichen Effektivwert erzeugt das Zahnbürstensignal – im Gegensatz zum Alltag – eine höhere Lautheit.

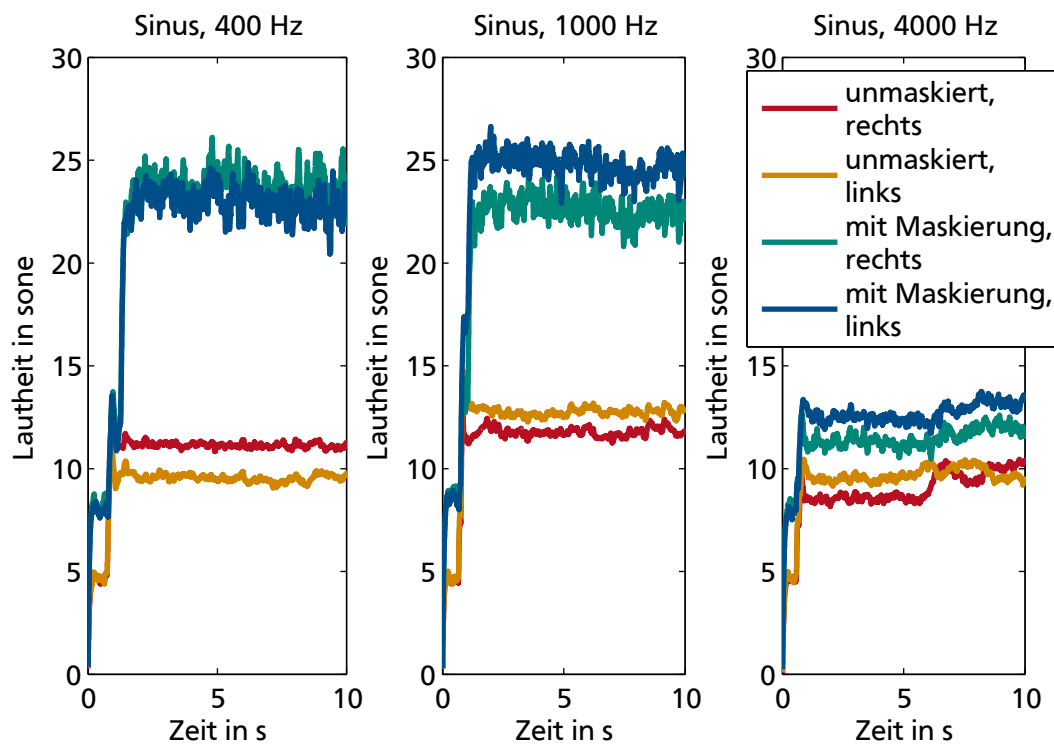


Abbildung 7.6: Für Probanden wahrnehmbare Lautheit (Ermittlung mit Kunstkopfaufnahmen) – Sinustöne

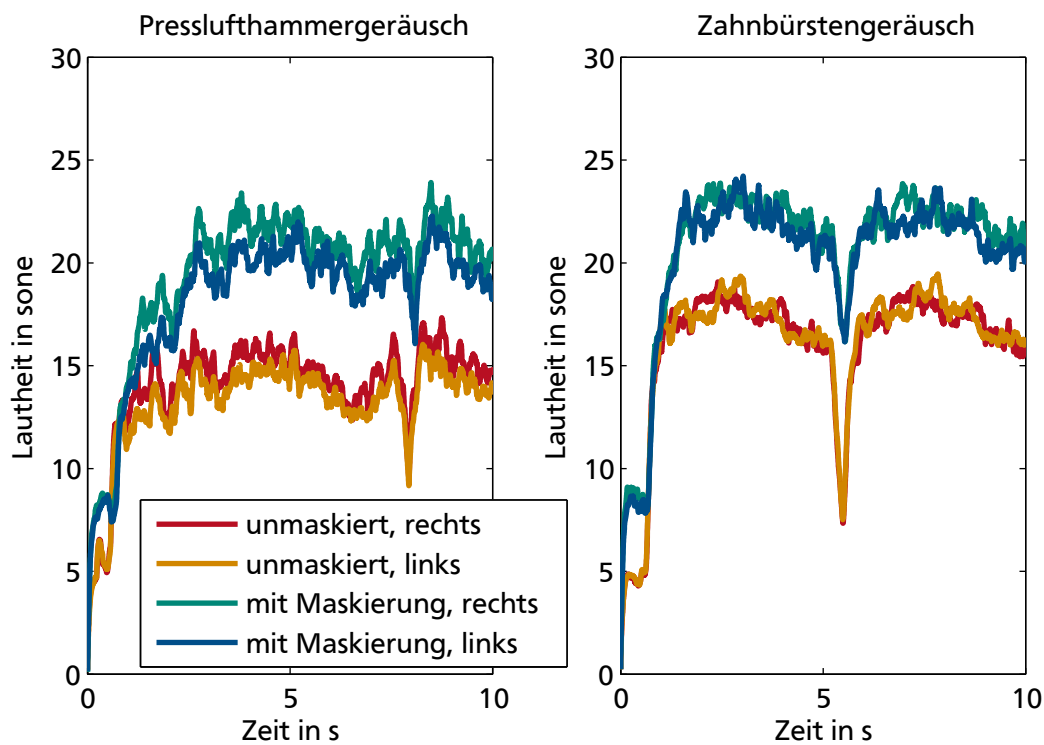


Abbildung 7.7: Für Probanden wahrnehmbare Lautheit (Ermittlung mit Kunstkopfaufnahmen) – technische Geräusche

Nach dem Einschwingen bleibt bei den Versuchen die Lautheit des Presslufthammergeräuschs während der Messdauer konstant. Nur das Signal der Zahnbürste bricht während der Versuche kurz ein. Das liegt daran, dass die Aufnahme des Zahnbürstengeräuschs kürzer ist als die Messdauer und daher ein zweites Mal abgespielt wird. Das Beenden und Wiederbeginnen des Signals führt zu einem kurzen Einbruch der Lautheit.

In allen 5 Graphen ist eine deutliche Erhöhung der Lautheit durch das Einschalten des Maskierungssignals zu erkennen. Bei dem 4000-Hz-Ton ist der Anstieg der Lautheit am geringsten ausgeprägt. Die messtechnische Erfassung mittels Kunstkopf entspricht der Geräuschempfindung der Probanden. Eine erhöhte Lautheit bei der Erfassung mit dem Kunstkopf bedeutet eine lautere Wahrnehmung für die Probanden während der Bewertung. Die Lästigkeit ist eine vergleichbare Größe wie die Lärmigkeit nach Gleichung (3.27). Diese hängt wesentlich von der Lautheit ab. Dies lässt beim Vergleich von unmaskiertem und maskiertem Geräusch eine Erhöhung der Lästigkeit des maskierten Geräuschs erwarten.

Die spezifische Lautheit der Kunstkopfaufnahmen wird in Abbildung 7.8 und 7.9 gezeigt. Die spezifische Lautheit liefert eine Einschätzung über die korrekte Funktionsweise des Maskierungsalgorithmus sowie etwaige Störgeräusche beim Versuch. Die Sinustöne (orange und rot) mit 400 Hz, 1000 Hz und 4000 Hz sorgen für eine Kernerregung in dem korrespondierenden kritischen Band (4/5, 9 bzw. 18) und für Flankenenerregungen in den benachbarten kritischen Bändern. Bei den Sinustönen ist die Maskierungsschleppe hin zu höheren Frequenzen gut zu erkennen. Außerhalb der Kern- und Flankenenerregungen erfolgt eine vernachlässigbare Anregung der spezifischen Lautheit.

Das Zuschalten des Maskierungssystems bewirkt bei 400 Hz und 1000 Hz eine sichtbare Erhöhung der vorherigen Kern- und Flankenenerregung. Bei dem 4000 Hz-Ton entsteht eine vernachlässigbare Veränderung. Entweder erzeugt der Flachlautsprecher ein zu geringes Maskierungsgeräusch oder der Microcontroller ein zu geringes Signal. Zusätzlich zur gewünschten Veränderung im Bereich der Anregungen erfolgt eine Erhöhung der spezifischen Lautheit im gesamten Frequenzbereich. Dies hat 2 Ursachen:

1. Der Flachlautsprecher erzeugt über den gesamten Frequenzbereich ein rauschartiges Betriebsgeräusch, welches vor allem im Bereich zwischen dem 15. und 20. Band stark ausgeprägt ist.
2. Die verwendeten Komponenten erfüllen in ihrem Aufbau noch nicht die Anforderungen hinsichtlich elektro-magnetischer Störungen, wie sie für hochwertige Audio-Komponenten erforderlich wären.

Die spezifische Lautheit der praxisnahen Geräusche ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Beide Geräusche erzeugen im unmaskierten Fall eine für beide Ohren ähnliche, über den Frequenzbereich gleichmäßig verteilte spezifische Lautheit von 0–2 sone. Im Bereich von 10–16 Bark ist das Zahnbürstengeräusch aufgrund der Skalierung auf den gleichen Effektivwert etwas lauter als das Presslufthammergeräusch. Durch das Zuschalten des Maskierungssystems erhöht sich die spezifische Lautheit im Bereich von 0–11 Bark. Oberhalb von 11 Bark ist nahezu keine Veränderung zu erkennen. In diesem Frequenzbereich ist die Kombination aus Microcontroller und Lautsprecher nicht ausreichend stark eingestellt. Aufgrund des breitbandigen Charakters der beiden Geräusche ist das Anregungssignal lauter als das Eigenrauschen des Maskierungssystems. Das Eigenrauschen ist nicht mehr erkennbar.

Versuchsauswertung der Probandenversuche

Die Bewertung der Lästigkeit mit den Begriffen *extrem lästig*, *sehr lästig* etc. entspricht einer Nominalskala und keiner Intervallskala. Die Teilungen zwischen 2 benachbarten Begriffen können unterschiedliche Ausmaße annehmen. In Schulnoten übersetzt entspricht der Nominalbegriff *extrem lästig* der Note 6. Jede weitere Kategorie entspricht einer um eins besseren Note bis zur Note 1 für *nicht lästig*.

Es liegen 5 Geräusche in 2 Zuständen vor. Diese werden 21 Probanden viermal präsentiert. Dies ergibt 820 Probandenbewertungen. Relevant für die Bewertung ist jeweils der Unterschied der Bewertung eines Geräusches mit und ohne Maskierung. Die Bewertungen der 21 Probanden sind im Anhang D.7 zusammengestellt.

Abbildungen 7.10 und 7.11 zeigen die Histogramme der Bewertungen der 5 Geräusche mit und ohne Maskierung. Auf der Ordinate ist jeweils die Häufigkeit der Antworten angegeben. Die Intervalle der

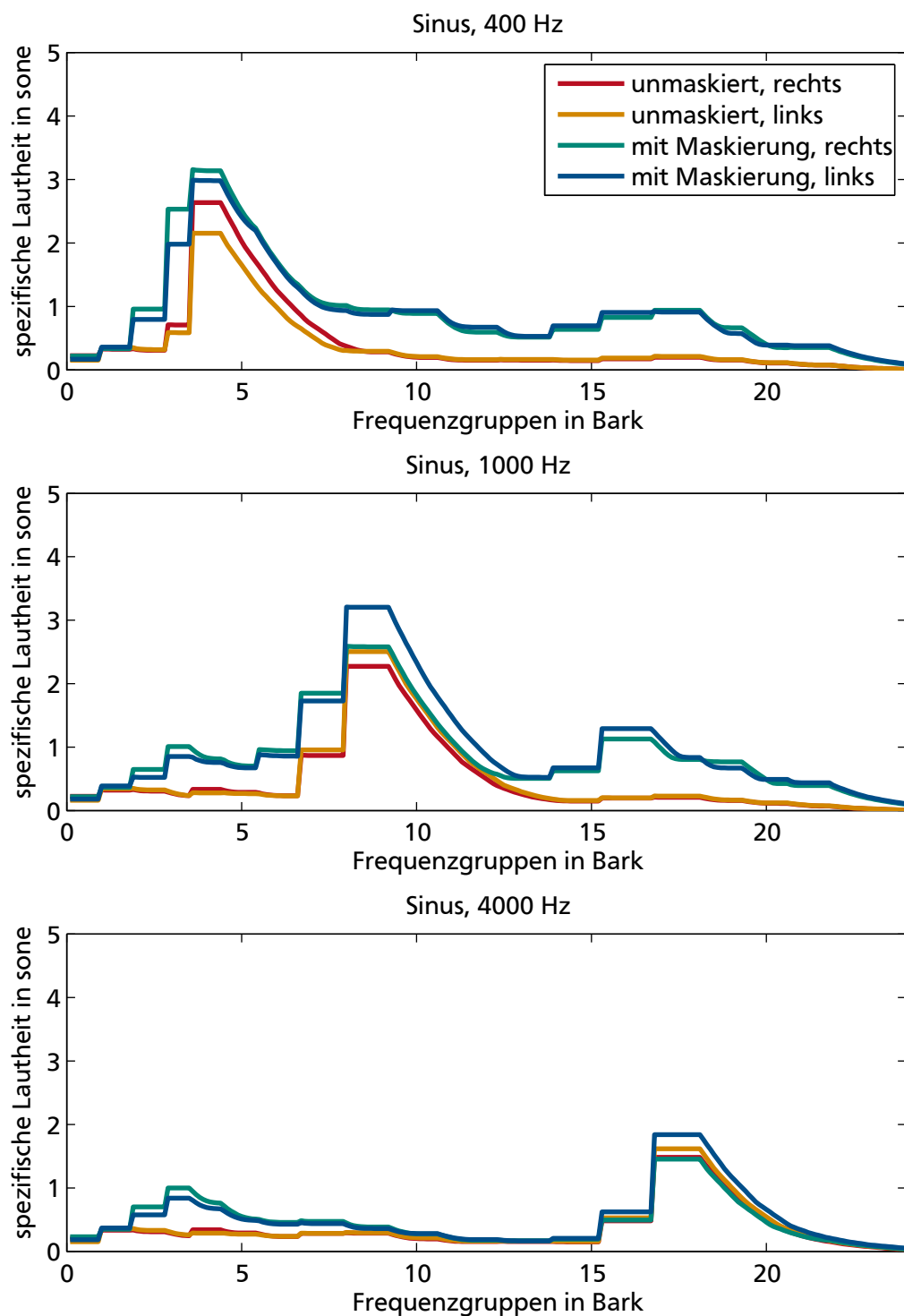


Abbildung 7.8: Für Probanden wahrnehmbare mittlere spezifische Lautheit (Ermittlung mit Kunstkopfaufnahmen) – Sinustöne

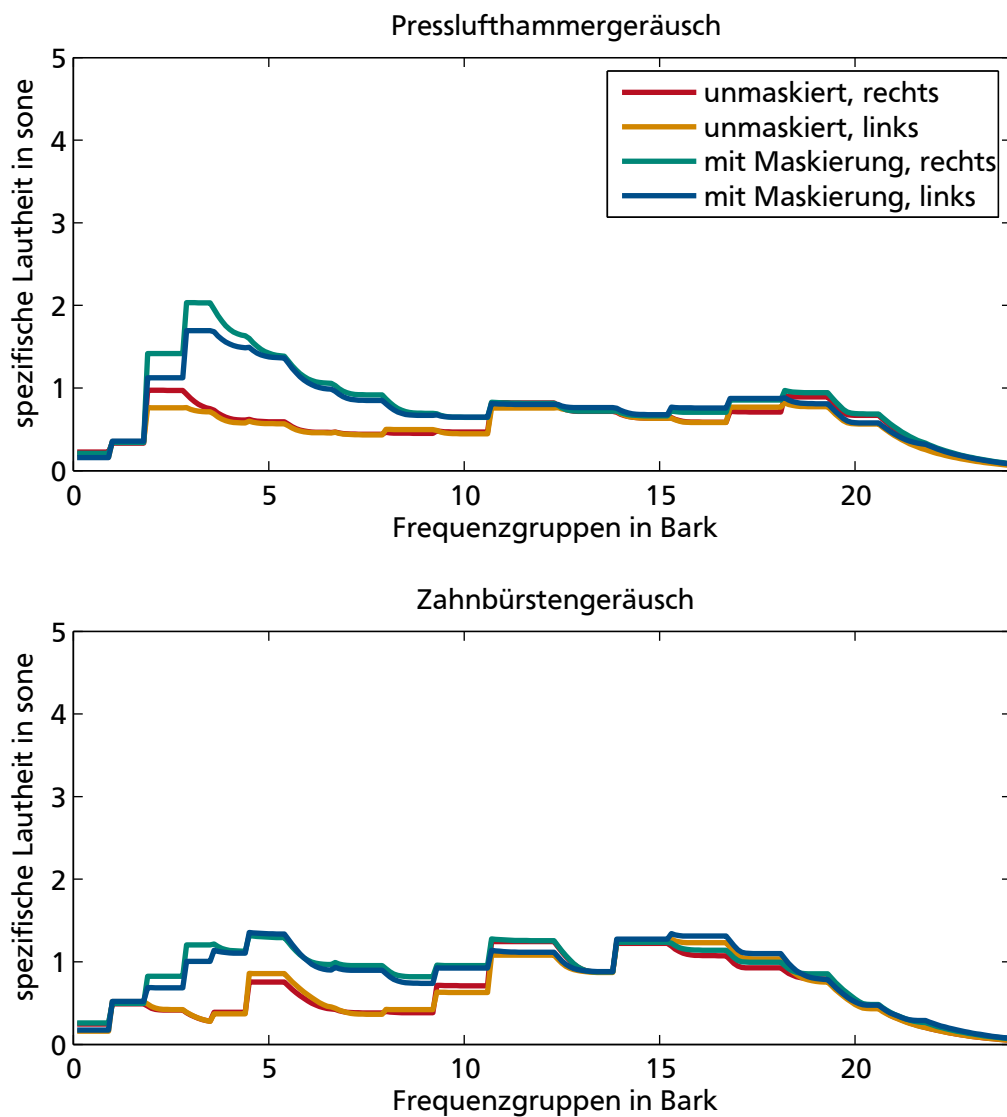


Abbildung 7.9: Für Probanden wahrnehmbare mittlere spezifische Lautheit (Ermittlung mit Kunstkopfaufnahmen) – technische Geräusche

Abszisse entsprechen den Schulnoten. Oben links sind die Mittelwerte \bar{x} und Standardabweichungen σ angegeben. Zunächst ist zu erkennen, dass die meisten Bewertungen einer Normalverteilung ähneln. Es tritt grundsätzlich nur ein Maximum und damit immer nur ein Modus²⁸ auf. Die Probanden sind sich in der Bewertung bis auf einen geringen Streubereich einig. Die Nominalskala scheint gleichmäßige Teilungen anzunehmen und geeignet gewählt worden zu sein.

Abbildung 7.10 zeigt, dass sich die Mittelwerte der Bewertungen durch ein Zuschalten des Maskierungssystems wenig verändern. Der Modus bei 400 Hz und 4000 Hz bleibt konstant. Allerdings verschiebt sich die Verteilung etwas zu besseren Bewertungen hin. Bei dem Sinuston mit 1000 Hz sinkt der Modus bei eingeschaltetem Maskierungsgeräusch.

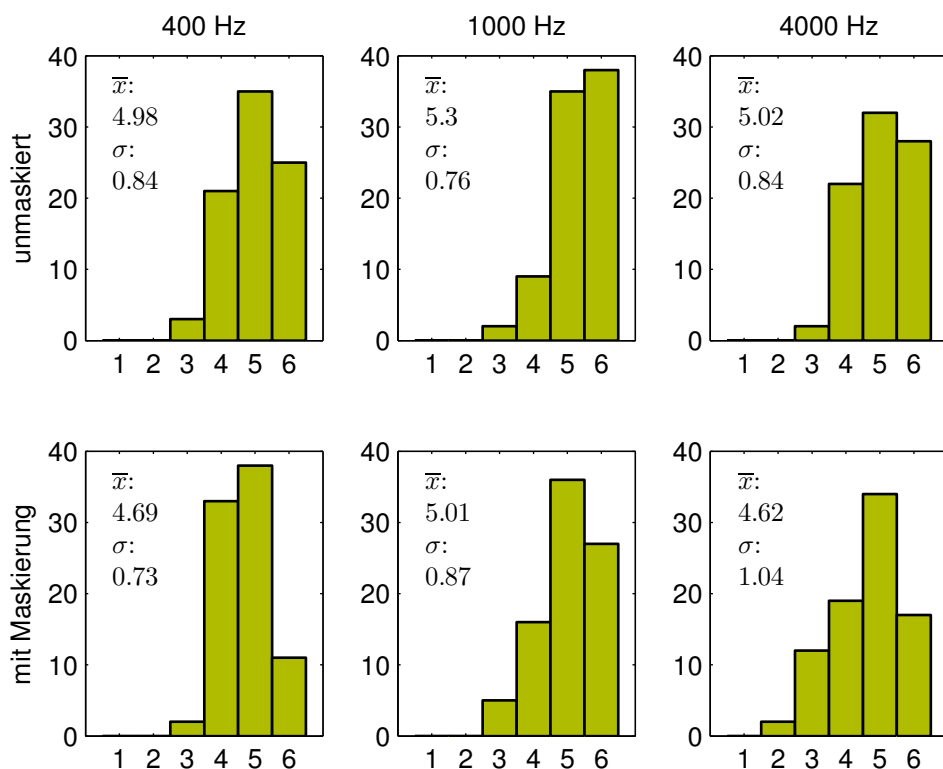


Abbildung 7.10: Histogramm der Probandenbewertungen – Sinustöne

In Abbildung 7.11 werden die Bewertungen für die praxisnahen Geräusche gezeigt. Der Modus bleibt wieder unverändert bei beiden Geräuschen. Bei dem Presslufthammergeräusch ist kaum eine Veränderung zu erkennen. Der Modus bei eingeschaltetem Maskierungssystem ist etwas ausgeprägter. Beim Zahnbürstengeräusch verschiebt sich die Verteilung geringfügig zu schlechteren Bewertungen.

Versuchsdiskussion

Alle Geräusche erzeugen eine deutliche Lästigkeit. Das bestätigt die Auswahl der verwendeten Testgeräusche, die für zukünftige Untersuchungen weiter herangezogen werden können. Das Zuschalten des Maskierungssystems erzeugt in allen Fällen (Abbildungen 7.6 bis 7.9) eine deutliche Erhöhung der Lautheit. Dennoch wird die Lästigkeit von den Probanden nicht höher bewertet. Dies lässt eine erste positive Aussage bezüglich des Maskierungssystems zu.

Allerdings verbessern sich die Modi der Geräusche nicht. Einzig die Schiefe der Verteilung verschiebt sich vor allem bei den Sinus-Tönen leicht hin zu besseren Bewertungen. Insbesondere bei sehr tonalen Geräuschen bewerten die Probanden den Einsatz von Maskierungssignalen positiv.

²⁸ Als Modus wird der häufigste Wert bezeichnet.

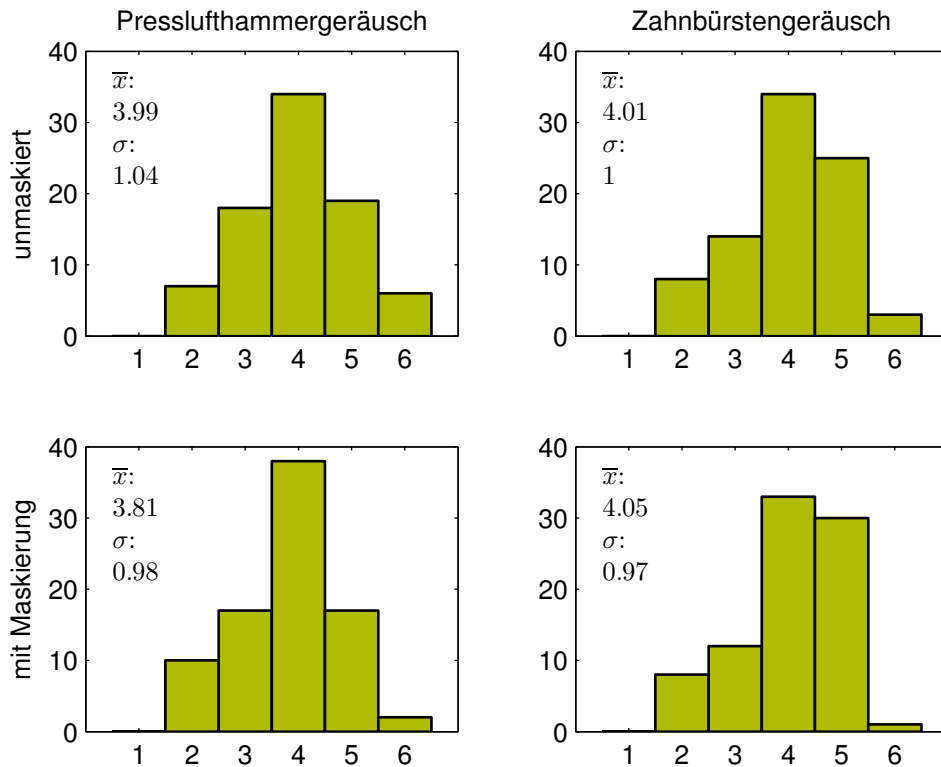


Abbildung 7.11: Histogramm der Probandenbewertungen – technische Geräusche

Bei weiteren Versuchen sollten folgende Wirkungen überprüft werden:

- Einige Probanden erwähnen, dass die Geräuschempfindung aus zwei Richtungen die Wertung beeinflusst hat. Dieser Effekt könnte ausgeschlossen werden, wenn weitere Versuche mit der Maskierungsgeräuscherzeugung im Lüftungskanal durchgeführt würden.
- Die Frage nach dem Grad der Lästigkeit ist nicht besonders eindeutig. Die Testgeräusche sind sehr störend, aber bei einer Dauer von 10 Sekunden lassen sie sich durchaus ertragen. Die Vorstellung, diesen Geräuschen dauerhaft am Arbeitsplatz ausgesetzt zu sein, würde vermutlich zu einer kritischeren Beurteilung führen.
- Beim 4000 Hz-Ton scheint der Maskierungsalgorithmus kein ausreichendes Maskierungssignal zu erzeugen, da die Lautheitsbewertung sich im Gegensatz zu den anderen beiden Sinus-Tönen kaum verändert.

7.4 Kostenschätzung und Marktreife eines integrierten Maskierungssystems

Zur Abschätzung einer Marktreife eines aktiven Systems zur akustischen Maskierung ist neben der Bewertung der Funktion auch eine Kostenschätzung erforderlich. Die vorliegende Implementierung setzt ausschließlich handelsübliche Komponenten ein. Der Flachlautsprecher kann für einen marktfähigen Einsatz durch einen konventionellen Lautsprecher ersetzt werden.

Die einzelnen Komponenten des Maskierungssystems sind in Tabelle 7.2 mit einem Standardlautsprecher zusammengestellt. Es ist zu ergänzen, dass die genannten Preise für die einzelnen Komponenten je nach Bestellmenge stark variieren und das System in der vorgestellten Form noch eine gewisse Flexibilität zulässt, die in einem kommerziellen Produkt entfallen könnte:

- Die Rechenkapazität des Microcontrollers wird hoch gewählt, um verschiedene Modelle testen zu können.
- Der Operationsverstärker und der Audio-Verstärker können jeweils zwei Kanäle verstärken. Bei den Versuchen wird aber jeweils nur einer genutzt.

Der eingesetzte Transistor ist mittlerweile nicht mehr lieferbar. Eine Preisschätzung erfolgt für ein vergleichbares Bauteil. Beim Microcontroller werden ausschließlich die Kosten für den Prozessor genannt und nicht für das Entwicklerkit. Das Entwicklerkit ist nur zur Programmierung des Microcontrollers im Entwurf erforderlich. Der Audio-Verstärker wird nur mit den Kosten für den Audio-Operationsverstärker angegeben. Für den vorgestellten Aufbau wird ein hochwertiges Messmikrofon der Klasse 1 eingesetzt. Dieses würde die Systemkosten stark erhöhen. Günstige Mikrofonkapseln kosten weniger als einen Euro. Sie setzen eine etwas andere Schaltung voraus, da sie eine andere Mikrofonenergieversorgung benötigen. Der grundsätzliche Systemaufbau ist davon aber nicht betroffen.

Das Ergebnis der Kostenzusammenstellung zeigt, dass ein kommerzielles System zur akustischen Maskierung mit Kosten für die Komponenten unter 100 EUR herstellbar wäre.

Tabelle 7.2: Konzeptaufbau – Kostenabschätzung

| Komponente | Typ | Preis (ca.) |
|---------------------------|--------------------|-------------|
| Microcontroller | TMS320F28335PGFA | 20 EUR |
| Operationsverstärker | CA3240AEZ | 2 EUR |
| NJFET | BF245A | < 1 EUR |
| DC-DC-Converter | | 5 EUR |
| Audio-Verstärker (nur IC) | TDA1519B | 2 EUR |
| Mikrofonkapsel | Elektret oder MEMS | <1 EUR |
| Lautsprecher | Visaton FRS 8 | 10 EUR |
| Lautsprechergehäuse | Visaton AK 10.13 | 10 EUR |
| Steckernetzteil | | 10 EUR |
| sonstige Komponenten | | < 10 EUR |
| Summe | | < 71 EUR |

8 Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden Verfahren zur Berücksichtigung des menschlichen Hörens bei der Auslegung von aktiven vibroakustischen Systemen aufgezeigt.

Ein Akustik-Demonstrator wurde analytisch, numerisch und experimentell charakterisiert und modelliert. Dabei wurde die Kopplung zwischen Struktur und Fluid als vibroakustische Wechselwirkung mitberücksichtigt. Das analytische Modell besteht aus einer Reihenentwicklung der Teilsysteme Fluid und Struktur, die an der Grenzschicht miteinander gekoppelt werden. Das numerische Modell entspricht einer gekoppelten Rechnung mittels kommerzieller Finite-Elemente-Software. Das experimentelle Modell wird aus Messdaten identifiziert. Die Modellierungsvarianten und deren Ergebnisse werden miteinander verglichen. Ausgehend von den experimentellen Ergebnissen findet für das numerische Simulationsmodell eine Anpassung der Randsteifigkeiten und -dämpfungen in Form eines Modell-Updates statt.

Ausgehend vom vibroakustischen Verhalten einer Struktur werden psychoakustisch motivierte Regelungs- und Filterverfahren abgeleitet. Dabei werden drei unterschiedliche Möglichkeiten aufgezeigt. Die erste erweitert bestehende adaptive FxLMS-Algorithmen durch unterschiedliche Vorfilterungen, um dem Hörverhalten des Menschen besser gerecht zu werden. Die Vorfilterungen entsprechen der Gehörkennlinie nach der A-Bewertung, der Übertragungsfunktion von Außen- und Mittelohr sowie einer neuartigen Gewichtungsfunktion, die die spezifische Lautheit des Geräuschs zur Bewertung heranzieht. Die zweite Möglichkeit der Filterverfahren erzeugt durch Überlagerung von zusätzlichen Geräuschen neue Geräuschzustände. Adaptives Bandpass-Rauschen bewirkt eine Maskierung von tonalen Komponenten und damit eine Veränderung des Geräuscheindrucks. Diese Algorithmen werden in 2 Varianten für tonale sowie breitbandige Geräusche entworfen. Ein neuartiger Verzögerungsalgorithmus bewirkt eine deutliche Reduktion der Rauigkeit eines akustisch rauen Geräuschs. Dafür wird das vorliegende, akustisch raue Geräusch adaptiv verzögert und wieder mit dem Ursprungsgeräusch überlagert. Ein neues Geräusch mit vernachlässigbarer Rauigkeit entsteht. Als abschließende Möglichkeit können beide Verfahren derart kombiniert werden, dass einzelne Geräuschanteile durch aktive Maßnahmen reduziert und andere Geräuschanteile durch zusätzliche Geräusche im Klang verändert werden. Dies eröffnet neue Möglichkeiten des Sound Designs mittels aktiver Maßnahmen.

Die Überprüfung der Algorithmen erfolgt durch numerische Simulationen. Dabei kann gezeigt werden, dass die Algorithmen geeignet auf die jeweiligen äußeren Störgeräusche reagieren und zusätzliche adaptive Signale erzeugen. Besonders bei akustisch rauen Geräuschen kann durch den entwickelten adaptiven Überlagerungsalgorithmus eine über 90-prozentige Reduktion der Rauigkeit erreicht werden. Dies gelingt dynamisch und adaptiv über den gesamten Bereich, in dem die Rauigkeit wirksam ist.

Systemintegration erfolgte, indem eine Maskierungs-Plattform auf Basis eines kommerziellen Microcontrollers aufgebaut wurde, um anstelle von Labortechnik einen kostengünstigen Prototyp zu erstellen. Mit diesem können verschiedene der neu entwickelten Algorithmen zur akustischen Maskierung genutzt werden. In einem praxisnahen Prüfstand, der im Wesentlichen einem Büro-Container entspricht, wurden Probandenversuche zur Bewertung der Lästigkeit von Geräuschen mit und ohne zusätzlicher Maskierung durchgeführt. Obwohl die Lautheit stark ansteigt und dadurch eine Erhöhung der Lästigkeit zu erwarten wäre, ist dennoch durch die Maskierungs-Plattform in der Bewertung der Lästigkeit eine leicht positive Tendenz erkennbar.

In dieser Arbeit wurden völlig neue Ansätze zur Nutzung aktiver Systeme aufgezeigt. Die Maskierungsalgorithmen zeigen vielversprechende Möglichkeiten, die allerdings in ihrer Funktionsweise noch weiter untersucht werden müssen. Die unterschiedlichen Methoden aus aktiven Systemen, (Psycho-)Akustik und Filteralgorithmen werden für eine gemeinsame Bedienung und Bewertung in eine Toolbox überführt.

Ausblick

Zukünftig könnten derartige Systeme oder Algorithmen in bestehende aktive System integriert werden. Eine Erweiterung bestehender Strukturen mit aktiven Systemen zur Geräuschreduktion und -veränderung würde die Möglichkeit eröffnen, das akustische Verhalten nicht nur durch die Konstruktion einmalig festzulegen, sondern auch im Betrieb nach Bedarf – adaptiv – einstellbar zu gestalten. Im nächsten Schritt könnten adaptive Zielfunktionen in das aktive Maskierungssystem integriert werden – je nach Nutzerinteressen oder Kundenwunsch.

Mit aktiven Systemen könnte zukünftig zusätzlich zum Geräuschkomfort ein gezielter Vibrationszustand eingestellt werden. Dafür müsste die Wirkkette von der Anregung bis zum menschlichen Gehör um den Menschen als Vibrationsempfänger erweitert werden. Dann könnte durch Überlagerungsalgorithmen nicht nur das Geräusch einer Maschine adaptiv verändert werden, sondern auch ein kontextabhängiger Vibrationszustand eingestellt werden. Beispielsweise ist eine tageszeit-, nutzeralter- oder jahreszeitabhängige Haptik einer Maschine vorstellbar.

A Betreute studentische Arbeiten

Im Folgenden werden Personen in alphabetischer Reihenfolge genannt, die ich in der Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebiets Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik SzM am LOEWE-Zentrum AdRIA betreut habe und die mich für diese Arbeit unterstützt haben. Dafür danke ich ihnen.

Arzt, Alexander; Fuchs, Eike; Pancho, David

Machbarkeitsstudie: Raum in Raum, Advanced Design Project²⁹, 2013

Ćorić, Marco; Seidel, Anne; Ullrich, Matthias; Zohner, Benjamin

Strukturelle Charakterisierung und adaptronische Modifizierung des Akustikdemonstrators am LOEWE-Zentrum AdRIA, Advanced Design Project²⁹, 2010

Graefen, Mario

Numerische Simulation aktiver Systeme hinsichtlich akustischer Zielfunktionen, Diplomarbeit, 2012

Herbert, Stephan

Implementierung aktiver Maskierung an einem Technologiedemonstrator, Bachelor-Thesis, 2013

Klaus, Tim Bastian

Entwurf eines geregelten Helmholtz-Resonators zur aktiven Beeinflussung von Hohlraumschwingungen, Diplomarbeit, 2010

Lalk, Matthias

Erzeugung und Analyse von Maskierungseffekten mit piezokeramischen Wandlern, Bachelor-Thesis, 2011

Mader, Christian

Messtechnische Untersuchungen am Akustikdemonstrator des LOEWE-Zentrums AdRIA, Studienarbeit, 2011

Pickhardt, Moritz

Aufbau eines Prüfstands zur Erzeugung von Maskierungsschwingungen, Bachelor-Thesis, 2012

Richter, Ricardo

Modellbildung und Reglerentwurf eines adaptronischen Systems hinsichtlich akustischer Zielfunktionen, Master-Thesis, 2013

Rösch, Peter

Entwurf und Umsetzung eines elektromechanischen akustischen Absorbers, Bachelor-Thesis, 2012

Schork, Benjamin

Aufbau eines experimentell verifizierten Simulationsmodells, Diplomarbeit, 2012

Wolf, Karl

Aufbau einer Toolbox zur aktiven akustischen Maskierung, Master-Thesis, 2013

²⁹ mehrwöchiges studentisches Gruppenprojekt im Master-Studium des Maschinenbaus



B Matrizen

B.1 Fluid

Massenmatrix und Steifigkeitsmatrix des Fluids

$$M_f = \text{diag} \begin{pmatrix} 0,40455 \\ 0,202275 \\ 0,202275 \\ 0,202275 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,202275 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,202275 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,0505687 \\ 0,0505687 \\ 0,101137 \\ 0,0505687 \\ 0,0505687 \\ 0,202275 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,101137 \\ 0,0505687 \\ 0,0505687 \\ 0,101137 \\ 0,0505687 \\ 0,0505687 \end{pmatrix} \quad K_f = \text{diag} \begin{pmatrix} 0 \\ 410277 \\ 1641108 \\ 304903 \\ 357590 \\ 973006 \\ 1219611 \\ 814944 \\ 1430360 \\ 600366 \\ 505322 \\ 1120737 \\ 452635 \\ 328887 \\ 636594 \\ 909989 \\ 557564 \\ 865271 \\ 2401466 \\ 1405871 \\ 2021287 \\ 1353184 \\ 779161 \\ 1086869 \\ 1810538 \\ 1007838 \\ 1315546 \end{pmatrix} \quad (\text{B.1})$$

$$P_k = \begin{pmatrix} 1 \\ \cos(4,18879z) \\ \cos(8,37758z) \\ \cos(3,61103y) \\ \cos(3,61103y)\cos(4,18879z) \\ \cos(3,61103y)\cos(8,37758z) \\ \cos(7,22205y) \\ \cos(7,22205y)\cos(4,18879z) \\ \cos(7,22205y)\cos(8,37758z) \\ \cos(5,06708x) \\ \cos(5,06708x)\cos(4,18879z) \\ \cos(5,06708x)\cos(8,37758z) \\ \cos(5,06708x)\cos(3,61103y) \\ \cos(5,06708x)\cos(3,61103y)\cos(4,18879z) \\ \cos(5,06708x)\cos(3,61103y)\cos(8,37758z) \\ \cos(5,06708x)\cos(7,22205y) \\ \cos(5,06708x)\cos(7,22205y)\cos(4,18879z) \\ \cos(5,06708x)\cos(7,22205y)\cos(8,37758z) \\ \cos(10,1342x) \\ \cos(10,1342x)\cos(4,18879z) \\ \cos(10,1342x)\cos(8,37758z) \\ \cos(10,1342x)\cos(3,61103y) \\ \cos(10,1342x)\cos(3,61103y)\cos(4,18879z) \\ \cos(10,1342x)\cos(3,61103y)\cos(8,37758z) \\ \cos(10,1342x)\cos(7,22205y) \\ \cos(10,1342x)\cos(7,22205y)\cos(4,18879z) \\ \cos(10,1342x)\cos(7,22205y)\cos(8,37758z) \end{pmatrix} \quad (B.2)$$

B.2 Struktur – Gelenkig gelagerte Platte

Massenmatrix der Struktur

$$M_s = \text{diag} \begin{pmatrix} 0,13485 \\ 0,13485 \\ \vdots \\ 0,13485 \end{pmatrix}_{24 \times 1} \quad (B.3)$$

Steifigkeitsmatrix der Struktur

$$K_s = \text{diag} \begin{pmatrix} 85321 \\ 344850 \\ 1164552 \\ 3125153 \\ 7039674 \\ 13953423 \\ 762558 \\ 1365131 \\ 2756572 \\ 5517608 \\ 10461258 \\ 18632833 \\ 3392324 \\ 4566637 \\ 6910976 \\ 11006069 \\ 17664937 \\ 27932889 \\ 10226177 \\ 12200924 \\ 15879321 \\ 21842096 \\ 30902267 \\ 44105146 \end{pmatrix}_{24 \times 1} \quad (\text{B.4})$$

Ansatzfunktionen der Platte

$$W_k = \begin{pmatrix} \sin(5,06708x) \cdot \sin(3,61103y) \\ \sin(5,06708x) \cdot \sin(7,22205y) \\ \sin(5,06708x) \cdot \sin(10,8331y) \\ \sin(5,06708x) \cdot \sin(14,4441y) \\ \sin(5,06708x) \cdot \sin(18,0551y) \\ \sin(5,06708x) \cdot \sin(21,6662y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(3,61103y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(7,22205y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(10,8331y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(14,4441y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(18,0551y) \\ \sin(10,1342x) \cdot \sin(21,6662y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(3,61103y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(7,22205y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(10,8331y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(14,4441y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(18,0551y) \\ \sin(15,2013x) \cdot \sin(21,6662y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(3,61103y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(7,22205y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(10,8331y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(14,4441y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(18,0551y) \\ \sin(20,2683x) \cdot \sin(21,6662y) \end{pmatrix} \quad (\text{B.5})$$



C Mathematische Ergänzungen

C.1 Die akustische Wellengleichung

An einem infinitesimal kleinen Volumenelement kann nach [22] unter Vernachlässigung von konvektiven Termen in der substantiellen Ableitung und einer LAGRANGESchen Betrachtungsweise³⁰ ein Kräftegleichgewicht in den 3 Raumrichtungen zu

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} \rho_0 A_x (x_2 - x_1) = [p_{\text{ges}}(x_2) - p_{\text{ges}}(x_1)] A_x \quad (\text{C.1})$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} \rho_0 A_y (y_2 - y_1) = [p_{\text{ges}}(y_2) - p_{\text{ges}}(y_1)] A_y \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} \rho_0 A_z (z_2 - z_1) = [p_{\text{ges}}(z_2) - p_{\text{ges}}(z_1)] A_z \quad (\text{C.3})$$

angenommen werden. Darin stellen v_x , v_y und v_z die Schnelle des Schalls in die jeweiligen Raumrichtungen x , y und z , A_x , A_y und A_z die Stirnflächen der Kontrollvolumina und ρ_0 die stationäre Dichte dar. Der Schalldruck p wird dabei jeweils vor und hinter dem infinitesimalen (Kontroll-)Volumen angegeben. Das Kräftegleichgewicht führt nach Bildung des Grenzübergangs von x_2 und x_1 in Vektorschreibweise zu

$$\rho_0 \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -\nabla p_{\text{ges}}. \quad (\text{C.4})$$

Darin stellt ∇ den Gradienten im kartesischen Koordinatensystem dar. Weiter ist die Massenbilanz oder Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho_{\text{ges}} \mathbf{v}) \quad (\text{C.5})$$

erforderlich. Dabei steht $\nabla \cdot$ für die Divergenz des Vektors $\rho_{\text{ges}} \mathbf{v}$. Sie besagt, dass Quellterme im Gebiet zu einer Dichteänderung führen. Da die Dichte ρ_{ges} sich aus den Schwankungen ρ und dem statischen Anteil ρ_0 zusammensetzt, kann um den statischen Anteil als Arbeitspunkt linearisiert werden.

Daraus folgen die linearisierten, beherrschenden Gleichungen für das Fluid

$$\rho_0 \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -\nabla p \quad (\text{C.6})$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho_0 \nabla \cdot \mathbf{v}. \quad (\text{C.7})$$

Zwischen Schalldruck p_{ges} und Luftdichte ρ_{ges} besteht über den Satz von AVOGADRO ein Zusammenhang. Wird dieser Zusammenhang im Arbeitspunkt ρ_0 und p_0 linearisiert, folgt nach [71]

$$p = c^2 \rho \quad (\text{C.8})$$

mit der Abkürzung [45] für die Geschwindigkeit

$$c = \sqrt{\frac{RT_0}{M_{\text{Mol}}}}. \quad (\text{C.9})$$

³⁰ Der Betrachter bewegt sich mit.

Mit den 3 Gleichungen (C.6), (C.7) und (C.8) können die Variablen \mathbf{v} und ρ eliminiert werden und das linearisierte Akustikproblem ohne Quellen mit

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 \bar{p} = 0 \quad (\text{C.10})$$

dargestellt werden. Diese Gleichung hat die gewöhnliche Form einer Wellengleichung und lässt erkennen, dass bei der Lösung komplexe Eigenwerte auftreten können, die für das Entstehen von sin- und cos-Termen erforderlich sind, welche wiederum eine Wellenausbreitung ermöglichen.

C.1.1 Partielle Integration

Die partielle Integration ermöglicht die Reduktion der Ordnung der Ableitung. Die Regel zur partiellen Integration lautet:

$$\int_0^L u'(x) \cdot v(x) dx = [u(x) \cdot v(x)]_0^L - \int_0^L u(x) \cdot v'(x) dx \quad (\text{C.11})$$

$$\int_0^L u'(x) \cdot v(x) dx = [u(L) \cdot v(L) - u(0) \cdot v(0)] - \int_0^L u(x) \cdot v'(x) dx \quad (\text{C.12})$$

Da eine der beiden Ansatzfunktionen u und v am Gebietsrand stets Null ist, verschwindet der erste Summand und der Grad der Ableitung kann verändert werden.

C.1.2 Linearisierung des Drucks – Näherungen

Die Lösung für die Gleichung

$$\frac{\bar{V}}{V_0} = -\frac{\rho}{\rho_0 + \bar{\rho}} \quad (\text{C.13})$$

kann unter Berücksichtigung der Reihenentwicklung bis zur 5. Ordnung nach Taylor

$$-\frac{\bar{\rho}}{\rho_0} + \frac{\bar{\rho}^2}{\rho_0^2} - \frac{\bar{\rho}^3}{\rho_0^3} + \frac{\bar{\rho}^4}{\rho_0^4} - \frac{\bar{\rho}^5}{\rho_0^5} + O[\bar{\rho}]^6 \quad (\text{C.14})$$

angegeben werden. Der erste Summand stellt damit eine gute Näherung für (C.13) dar. Die linearisierte Lösung folgt damit zu

$$\frac{\bar{V}}{V_0} = -\frac{\bar{\rho}}{\rho_0} . \quad (\text{C.15})$$

C.2 Technische Metriken für Schallgrößen

Die bekannteste Metrik ist der **Schalldruckpegel**. Er ist definiert zu

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p_{\text{eff}}}{p_0} \right)^2 \text{ dB mit } p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (\text{C.16})$$

mit dem Effektivwert

$$p_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p(t)^2 dt} . \quad (\text{C.17})$$

Wird der Schalldruckpegel unbewertet dargestellt, wird er häufig mit dem Zusatz dBZ dargestellt. Eine Kennzeichnung mit dBA oder dBC steht für die Bewertung mit dem Hörverhalten bei niedrigen bzw. höheren Schalldruckpegeln. Eine weitere Größe stellt die **Intensität**

$$I = p \mathbf{v} \quad (\text{C.18})$$

dar. Sie entspricht dem Produkt aus Schalldruck p und der Schallschnelle \mathbf{v} als vektorielle Größe. Physikalisch betrachtet stellt die Intensität einen Energiefluss durch eine Fläche dar. Die Einheit ist daher W/m^2 . Die **Schalleistung**

$$P_{\text{ak}} = \int I dS \quad (\text{C.19})$$

entspricht der durch eine Hüllfläche S hindurchtretenden Intensität I . Sie kann durch Integration bestimmt werden. Sowohl Schallintensität I als auch Schalleistung P_{ak} werden zur besseren Darstellbarkeit des großen Dynamikumfangs in der Akustik wie Schalldrücke häufig in Pegelschreibweise verwendet.

Pegelschreibweise und Bezugswerte

Schallintensitätspegel:

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ dB mit } I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (\text{C.20})$$

Schalleistungspegel:

$$L_W = 10 \log \left(\frac{P_{\text{ak}}}{P_{\text{ak},0}} \right) \text{ dB mit } P_{\text{ak},0} = I_0 \cdot S_0 = 1 \cdot 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 1 \text{ m}^2 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \quad (\text{C.21})$$

C.3 Wandlerwerkstoffe – piezoelektrische Zweitordarstellung

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \\ D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & & & & & & \\ s_{11} & s_{12} & s_{13} & & & & & & \\ s_{11} & s_{12} & s_{13} & & & & & & \\ & & & s_{44} & & & & & \\ & & & & s_{44} & & & & \\ & & & & & 2(s_{11} - s_{22}) & & & \\ & & & & & d_{15} & & & \\ & & & & & & \epsilon_{11} & & \\ & & & & & & & \epsilon_{22} & \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & & & & & & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_{31} \\ d_{31} \\ d_{31} \\ d_{15} \\ d_{15} \\ & & & & \\ & & & & & \epsilon_{11} \\ & & & & & \epsilon_{22} \\ & & & & & & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} . \quad (\text{C.22})$$



D Tabellen

D.1 Frequenzgruppen – kritische Bänder

Tabelle D.1: Frequenzgruppen nach FASTL U. ZWICKER [19]

| Frequenzgruppe | f_m in Hz | f_u in Hz | f_o in Hz |
|----------------|-------------|-------------|-------------|
| 1 | 50 | 0 | 100 |
| 2 | 150 | 100 | 200 |
| 3 | 250 | 200 | 300 |
| 4 | 350 | 300 | 400 |
| 5 | 450 | 400 | 510 |
| 6 | 570 | 510 | 630 |
| 7 | 700 | 630 | 770 |
| 8 | 840 | 770 | 920 |
| 9 | 1000 | 920 | 1080 |
| 10 | 1170 | 1080 | 1270 |
| 11 | 1370 | 1270 | 1480 |
| 12 | 1600 | 1480 | 1720 |
| 13 | 1850 | 1720 | 2000 |
| 14 | 2150 | 2000 | 2320 |
| 15 | 2500 | 2320 | 2700 |
| 16 | 2900 | 2700 | 3150 |
| 17 | 3400 | 3150 | 3700 |
| 18 | 4000 | 3700 | 4400 |
| 19 | 4800 | 4400 | 5300 |
| 20 | 5800 | 5300 | 6400 |
| 21 | 7000 | 6400 | 7700 |
| 22 | 8500 | 7700 | 9500 |
| 23 | 10500 | 9500 | 12000 |
| 24 | 13500 | 12000 | 15500 |

D.2 Akustik-Demonstrator – Geometrie- und Materialdaten

Tabelle D.2: Akustik-Demonstrator – Geometrie- und Materialdaten

| Teilsystem | Parameter | Wert |
|--------------|--|-------------------|
| Luftvolumen | Länge L_x in m | 0,620 |
| | Breite L_y in m | 0,870 |
| | Höhe L_z in m | 0,750 |
| | Schallgeschwindigkeit c in m/s | 340 |
| | Dichte ρ_{Luft} in kg/m ³ | 1,225 |
| Abdeckplatte | Material | Aluminium |
| | Dichte ρ_{Alu} in kg/m ³ | 2750 |
| | Dicke h in mm | 4 |
| | E-Modul in N/m | $7 \cdot 10^{10}$ |
| | Querkontraktionszahl | 0,34 |

Tabelle D.3: Positionen für Messaufbau

| Objekt | Position in mm | | |
|---------------------------|----------------|--------|--------|
| | x-Wert | y-Wert | z-Wert |
| Anregung, Schwingerreger | 293 | 114 | 0 |
| Anregung, Piezokeramik | 267 | 460 | 0 |
| Sensor, Mikrofon, im Raum | 425 | 363 | 917 |

D.3 Notation für FxLMS-Filter

Tabelle D.4: Notation für FxLMS-Filter

| Typ | Variablenname |
|-----------------------------|-------------------|
| Anregung | x |
| Ausgang Primärpfad | d |
| Aktorsignal | y |
| Fehlersignal | e |
| Aktorsignal, mit Maskierung | ym |
| Maskierungssignal | m |
| gefiltertes Signal | x', e', ym', m' |
| Primärpfad | $P(z)$ |
| Sekundärpfad, real | $S(z)$ |
| Sekundärpfad, geschätzt | $\hat{S}(z)$ |
| Adaptives Filter | $W(z)$ |
| Filterkoeffizienten | $\mathbf{w}(n)$ |

D.4 Filterkennwerte für Schallabstrahlungsversuche

Tabelle D.5: Bandpass-Filter – Parameter

| Bandpass-Filter | Filter 250 Hz | Filter 1000 Hz | Filter 4000 Hz |
|------------------------|---------------|----------------|----------------|
| $f_{\text{Pass,low}}$ | 200 Hz | 920 Hz | 3650 Hz |
| $f_{\text{Pass,high}}$ | 300 Hz | 1080 Hz | 4350 Hz |
| $f_{\text{stop,low}}$ | 100 Hz | 460 Hz | 1825 Hz |
| $f_{\text{stop,high}}$ | 600 Hz | 2160 Hz | 6250 Hz |
| $A_{\text{stop,low}}$ | −250 dB | −250 dB | −250 dB |
| $A_{\text{stop,high}}$ | −250 dB | −250 dB | −250 dB |
| Filterordnung | 38 | 26 | 82 |
| Abtastrate | 12500 Hz | 12500 Hz | 12500 Hz |

Tabelle D.6: Notch-Filter – Parameter

| Notch-filter | Filter 250 Hz | Filter 1000 Hz | Filter 4000 Hz |
|------------------------|---------------|----------------|----------------|
| $f_{\text{Pass,low}}$ | 248 Hz | 998 Hz | 3998 Hz |
| $f_{\text{Pass,high}}$ | 252 Hz | 1002 Hz | 4002 Hz |
| $f_{\text{stop,low}}$ | 249 Hz | 999 Hz | 3999 Hz |
| $f_{\text{stop,high}}$ | 251 Hz | 1001 Hz | 4001 Hz |
| $A_{\text{stop,low}}$ | −200 dB | −200 dB | −200 dB |
| $A_{\text{stop,high}}$ | −200 dB | −200 dB | −200 dB |
| Filterordnung | 70 | 70 | 70 |
| Abtastrate | 12500 Hz | 12500 Hz | 12500 Hz |

D.5 Probandenbewertungen


| Bewertungsbogen | | Probandenversuche | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|----------------------------------|--|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|--------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|----|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| <p>Bewertungsbogen</p> <p>Datum <input type="text"/></p> <p>Uhrzeit <input type="text"/></p>  <p>Vielen Dank, dass Sie sich für den Hörversuch zur Verfügung stellen.</p> <p>Dies ist ein Bewertungsbogen für die Lästigkeit von unterschiedlichen Geräuschen. Während des Versuchs werden Ihnen 40 Geräusche vorgespielt. Der Versuch wird ca. 15 Minuten dauern. Jedes Geräusch dauert ein paar Sekunden.</p> <p>Stellen Sie sich vor, Sie befinden sich in einem Büroraum und möchten arbeiten. Dabei werden Sie von unterschiedlichen Geräuschen gestört.</p> <p>Bitte beantworten Sie alle Geräusche direkt nach dem Hören spontan und ehrlich.</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 20px;"> <p>Die zu beantwortende Frage lautet stets: Wie lästig empfinden Sie das dargebotene Geräusch?</p> </div> | | <p>Bewertungsbogen</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Versuch #</th> <th>extrem lästig</th> <th>sehr lästig</th> <th>eher lästig</th> <th>etwas lästig</th> <th>kaum lästig</th> <th>nicht lästig</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>2</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>3</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>4</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>5</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>6</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>7</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>8</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>9</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>10</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>11</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>12</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>13</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>14</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>15</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>16</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>17</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>18</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>19</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> <tr><td>20</td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td><td><input type="checkbox"/></td></tr> </tbody> </table> | | Versuch # | extrem lästig | sehr lästig | eher lästig | etwas lästig | kaum lästig | nicht lästig | 1 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 2 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 3 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 4 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 5 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 6 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 7 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 8 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 9 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 10 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 11 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 12 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 13 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 14 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 15 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 16 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 17 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 18 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 19 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | 20 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Versuch # | extrem lästig | sehr lästig | eher lästig | etwas lästig | kaum lästig | nicht lästig | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Christian Thyges | Technische Universität Darmstadt | 2014 | Christian Thyges | Technische Universität Darmstadt | 2014 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Abbildung D.1: Fragebogen für Probanden

Tabelle D.7: Einzelbewertungen der Probanden

| | Probanden 1–21 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|----------------|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
| Erster Durchgang | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 5 | 6 | 3 | 5 | 3 | 5 | 6 | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 3 | 3 | 5 | 6 | 2 | 5 | 5 |
| 2 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 3 | 6 | 5 |
| 3 | 4 | 4 | 2 | 4 | 5 | 4 | 6 | 2 | 3 | 3 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 6 | 5 | 4 | 4 |
| 4 | 4 | 5 | 4 | 4 | 5 | 4 | 5 | 2 | 3 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 4 | 3 | 5 | 6 | 4 | 5 | 4 |
| 5 | 5 | 6 | 4 | 4 | 4 | 5 | 6 | 6 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 4 | 4 | 6 |
| 6 | 5 | 6 | 4 | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 4 | 5 | 4 | 3 | 6 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 5 | 5 |
| 7 | 4 | 6 | 5 | 5 | 6 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 5 | 4 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 4 | 5 | 4 |
| 8 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 6 | 5 | 6 | 3 | 6 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| 9 | 5 | 5 | 2 | 3 | 4 | 4 | 5 | 4 | 2 | 5 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 2 | 3 | 5 | 4 | 3 | 4 |
| 10 | 5 | 6 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 4 | 2 | 5 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 2 | 4 | 4 | 4 | 3 | 5 |
| Zweiter Durchgang | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | 5 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 | 3 | 3 | 6 | 3 | 5 | 3 | 4 | 5 | 5 | 4 | 2 | 6 |
| 12 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 4 | 5 | 5 | 5 | 4 | 5 | 6 |
| 13 | 5 | 5 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 6 | 4 | 3 | 3 | 5 | 5 | 3 | 4 |
| 14 | 5 | 6 | 3 | 4 | 4 | 3 | 4 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 3 | 4 |
| 15 | 5 | 6 | 6 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 4 | 3 | 6 | 5 | 6 | 4 | 6 | 5 | 5 | 4 | 5 | 5 |
| 16 | 5 | 6 | 5 | 5 | 5 | 4 | 6 | 6 | 5 | 5 | 4 | 5 | 6 | 4 | 5 | 3 | 5 | 4 | 5 | 5 | 5 |
| 17 | 4 | 6 | 6 | 5 | 6 | 4 | 4 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 6 | 5 | 5 | 4 | 5 | 5 | 5 | 4 | 4 |
| 18 | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 4 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 6 | 4 | 6 | 5 | 5 | 6 | 3 | 5 | 5 |
| 19 | 5 | 5 | 2 | 4 | 4 | 4 | 5 | 3 | 2 | 4 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 6 | 5 | 3 | 4 |
| 20 | 5 | 5 | 2 | 5 | 4 | 3 | 5 | 3 | 2 | 4 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 |
| Dritter Durchgang | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | 5 | 6 | 4 | 5 | 4 | 4 | 6 | 5 | 5 | 4 | 4 | 6 | 5 | 6 | 4 | 4 | 6 | 4 | 3 | 3 | 5 |
| 22 | 5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 6 | 6 | 6 | 4 | 4 | 6 | 6 | 5 | 4 | 6 | 6 |
| 23 | 5 | 5 | 3 | 4 | 4 | 4 | 6 | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | 5 | 4 | 3 | 3 | 3 | 6 | 5 | 4 | 4 |
| 24 | 5 | 5 | 2 | 4 | 4 | 3 | 4 | 2 | 2 | 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 2 | 4 | 5 | 4 | 3 | 4 |
| 25 | 5 | 6 | 4 | 4 | 4 | 4 | 6 | 6 | 5 | 3 | 4 | 6 | 5 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 5 | 5 | 5 |
| 26 | 5 | 6 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 5 | 5 | 6 | 4 | 4 | 4 | 5 | 4 | 3 | 6 | 5 |
| 27 | 4 | 6 | 3 | 5 | 6 | 4 | 4 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 4 | 5 | 5 | 5 | 4 | 5 | 5 |
| 28 | 5 | 6 | 4 | 6 | 5 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 5 | 6 | 5 |
| 29 | 4 | 4 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 4 | 2 | 5 | 3 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 6 | 5 | 4 | 5 |
| 30 | 4 | 5 | 3 | 5 | 4 | 3 | 5 | 4 | 2 | 5 | 4 | 5 | 4 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 3 | 5 |
| Vierter Durchgang | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 31 | 5 | 6 | 4 | 5 | 3 | 5 | 6 | 5 | 5 | 3 | 4 | 6 | 5 | 6 | 4 | 5 | 5 | 6 | 4 | 4 | 5 |
| 32 | 6 | 6 | 4 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 3 | 6 | 6 | 6 | 5 | 6 | 6 |
| 33 | 5 | 5 | 3 | 4 | 3 | 4 | 6 | 2 | 2 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 4 | 3 | 3 | 5 | 5 | 4 | 4 |
| 34 | 5 | 5 | 2 | 4 | 3 | 4 | 5 | 2 | 2 | 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 2 | 4 | 4 | 5 | 3 | 4 |
| 35 | 6 | 6 | 4 | 4 | 4 | 5 | 6 | 6 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 5 | 4 | 6 |
| 36 | 5 | 6 | 4 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 4 | 4 | 4 | 6 | 4 | 5 | 6 | 6 |
| 37 | 5 | 6 | 4 | 5 | 6 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 3 | 4 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| 38 | 6 | 6 | 4 | 6 | 6 | 3 | 4 | 5 | 4 | 3 | 5 | 5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 6 | 6 | 4 | 6 | 5 |
| 39 | 4 | 5 | 2 | 4 | 3 | 4 | 5 | 4 | 2 | 3 | 4 | 5 | 5 | 5 | 3 | 3 | 3 | 6 | 5 | 5 | 4 |
| 40 | 4 | 5 | 2 | 4 | 3 | 4 | 5 | 4 | 2 | 3 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 2 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 |



E Werkzeuge

E.1 Eingesetzte Hardware- und Softwarewerkzeuge

Tabelle E.1: Eingesetzte Werkzeuge

| Typ | Bezeichnung | Erklärung |
|----------------------------|--------------------------|---|
| Simulationssoftware | LMS Virtual.Lab | Simulationssoftware zur Berechnung von vibroakustischen Größen, FE- und BE-Methode |
| Mathematiksoftware | Wolfram Mathematica 8.0 | Berechnung der Integrale und Matrizen des analytischen Modells |
| Prototypingsoftware | Mathworks MATLAB 2012b | Regler- und Filterauslegung, Erzeugen des Programmiercodes |
| Modalanalyse-Software | Test.Lab | Berechnung der modalen Parameter aus Übertragungsfunktionen |
| Messsystem | si ++ | Datenaufnahme und Verarbeitung zur Berechnung von akustischen Größen |
| Psychoakustik-Software | si ++ | Berechnung der psychoakustischen Größen aus Messdaten |
| Simulation el. Schaltungen | LTSpiceIV | Auslegung der Platine für die Microcontrollerplattform |
| Programmierungsumgebung | Code Composer Studio 5.x | Entwicklungsumgebung zur Programmierung des Microcontrollers, Kommunikation mit Microcontroller |

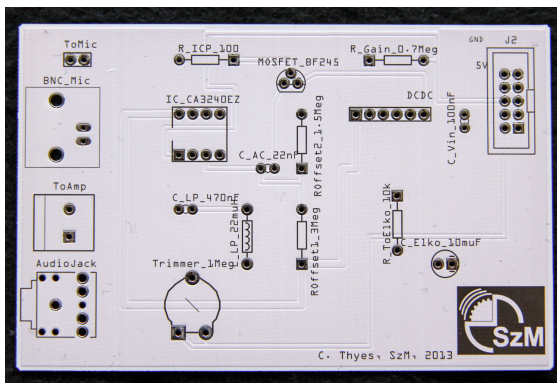
E.2 Microcontroller-Plattform

Tabelle E.2 stellt die Daten der Experimentierplattform dar. Die Platine zur Signalkonditionierung ist in Abbildung E.1a unbestückt und in E.1b bestückt dargestellt. In Abbildung E.2 ist die dazugehörige Schaltung gezeigt.

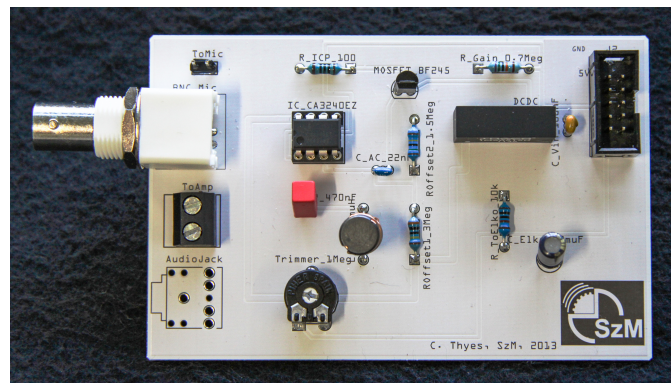
Die Maskierungsgeräusche werden mit einem Flachlautsprecher der Marke *panphonics* erzeugt [57]. Dieser Lautsprecher benötigt einen speziellen, separaten Hochvoltverstärker.

Tabelle E.2: Daten des Microcontrollers

| | |
|--------------------------------|----------------------------|
| Hersteller | Texas Instruments |
| Entwicklungsplatine | TMS320F28335 |
| Plattform | C2000 |
| Microcontroller | F28335 Delfino |
| Verbindung | TI XDS100v2 USB Emulator |
| Hauptprozessor | C28x mit Fließkommaeinheit |
| Taktfrequenz in MHz | 150 |
| RAM in Kilobytes | 68 |
| Flashspeicher in Kilobytes | 512 |
| Signaleingangsspannungsbereich | 0 V – 3 V |
| Ausgangsspannung | 3,3 V |
| AD-Wandler | 16 Kanäle à 12-Bit |



(a) geätzte, unbestückte Platine



(b) bestückte Platine mit BNC-Anschluss

Abbildung E.1: Platine – links nach der Fertigung, rechts nach der Bestückung

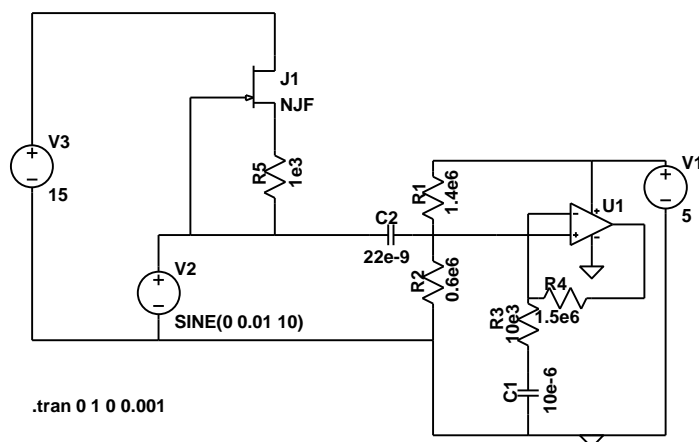


Abbildung E.2: Blockschaltbild der Schaltung zur Signalkonditionierung

Literaturverzeichnis

- [1] AURES, W.: Ein Berechnungsverfahren der Rauigkeit. In: *Acustica* 58 (1985), Nr. 5, S. 268–281
- [2] AURES, W.: Berechnungsverfahren für den sensorischen Wohlklang beliebiger Schallsignale. In: *Acta Acustica united with Acustica* 59 (1985), Nr. 2, S. 130–141
- [3] BAIER, H. ; MÜLLER, U.: Simulation of Adaptronic Structures. In: *at - Automatisierungstechnik* 06 (2006), S. 270–275
- [4] BATHE, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*. 2. Auflage. Springer-Verlag, 2002. – ISBN 978–3–540–66806–0
- [5] BATHE, K.-J. ; NITIKITPAIBOON, C. ; WANG, X.: A mixed displacement-based finite element formulation for acoustic fluid-structure interaction. In: *Computers & Structures* 56 (1995), Nr. 2-3, S. 225–237
- [6] BAUMGARTE, F.: *Ein psychophysiologisches Gehörmodell zur Nachbildung von Wahrnehmungsschwellen für die Audiocodierung*, Universität Hannover, Diss., 2000
- [7] BEIN, T. ; BÖS, J. ; HEROLD, S. ; MAYER, D. ; MELZ, T. ; THOMAIER, M.: Smart interfaces and semi-active vibration absorber for noise reduction in vehicle structures. In: *Aerospace Science and Technology* 12 (2008), Nr. 1, S. 62–73
- [8] BISMARCK, G. von: Sharpness as an Attribute of the Timbre of Steady Sounds. In: *Acta Acustica united with Acustica* 30 (1973), Nr. 3, S. 159–172
- [9] BLAUERT, J.: *Räumliches Hören*. S. Hirzel Verlag, 1974
- [10] BÖS, J.: *Numerical shape optimization in structural acoustics*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2004
- [11] CHEN, Z. ; HU, G. ; GLASBERG, B. R. ; MOORE, B. C. J.: A new method of calculating auditory excitation patterns and loudness for steady sounds. In: *Hearing Research* 282 (2011), Nr. 1–2, S. 204–215
- [12] CHITTKA, L. ; BROCKMANN, A. ; SGBEER: *Anatomy_of_the_Human_Ear.svg*. http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Anatomy_of_the_Human_Ear_de.svg. Version: 18. November 2009. – geprüft am 1.9.2015
- [13] CRAGGS, A.: The transient response of a coupled plate-acoustic system using plate and acoustic finite elements. In: *Journal of Sound and Vibration* 15 (1971), Nr. 4, S. 509–528
- [14] DANIEL, P. ; WEBER, R.: Psychoacoustical Roughness: Implementation of an Optimized Model. In: *Acta Acustica united with Acustica* 83 (1997), Nr. 1, S. 113–123
- [15] DEÜ, J.-F. ; LARBI, W. ; OHAYON, R.: Variational Formulations of Interior Structural-Acoustic Vibration Problems. In: SANDBERG, G. (Hrsg.) ; OHAYON, R. (Hrsg.): *Computational Aspects of Structural Acoustics and Vibration*. Springer Vienna, 2009, S. 1–21
- [16] EVERSTINE, G. C.: A symmetric potential formulation for fluid-structure interaction. In: *Journal of Sound and Vibration* 79 (1981), Nr. 1, S. 157–160

-
- [17] FASTL, H.: Roughness and temporal masking patterns of sinusoidally amplitude modulated broadband noise. In: EVANS, E. F. (Hrsg.) ; WILSON, J. P. (Hrsg.): *Psychophysics and Physiology of Hearing*. Academic Press, 1977, S. 403–414
- [18] FASTL, H.: Psycho-Acoustics and Sound Quality. In: BLAUERT, J. (Hrsg.): *Communication Acoustics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – ISBN 978-3-540-22162-3, S. 139–162
- [19] FASTL, H. ; ZWICKER, E.: *Psychoacoustics Facts and Models*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. – ISBN 978-3-540-23159-2
- [20] FECHNER, G. T.: *In Sachen der Psychophysik*. Breitkopf und Härtel Leipzig, 1887
- [21] GLASBERG, B. R. ; MOORE, B. C. J.: Derivation of auditory filter shapes from notched-noise data. In: *Hearing Research* 47 (1990), Nr. 1–2, S. 103–138
- [22] HAGEDORN, P. ; DASGUPTA, A.: *Vibrations and Waves in Continuous Mechanical Systems*. John Wiley & Sons, Ltd Chichester, 2007. – ISBN 978-0-470-51843-4
- [23] HANSELKA, Holger: *Ein Beitrag zur Charakterisierung des Dämpfungsverhaltens polymerer Faserverbundwerkstoffe*, Technische Universität Clausthal, Diss., 1993. <http://elib.dlr.de/41776/>
- [24] HANSEN, C. H. ; SNYDER, S. D.: *Active control of noise and vibration*. Spon London, 1997. – ISBN 978-0-419-19390-1
- [25] HELMHOLTZ, H.: *Die Lehre von den Tonempfindungen als Physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*. Friedrich Vieweg und Sohn Braunschweig, 1863
- [26] HERING, E. (Hrsg.): *Grundwissen des Ingenieurs*. 13. Auflage. Fachbuchverlag Leipzig, 2002
- [27] HERING, T.: *Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik*, TU Darmstadt, Diss., 2012. <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/2991/>
- [28] HEROLD, S.: *Simulation des dynamischen und akustischen Verhaltens aktiver Systeme im Zeitbereich*, TU Darmstadt, Diss., 2003. <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/385/>
- [29] HEROLD, S. ; MAYER, D. ; HANSELKA, H.: Transient Simulation of Adaptive Structures. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 15 (2004), Nr. 3, S. 215–224
- [30] HUDDE, H. ; WEISTENHÖFER, C.: A Three-Dimensional Circuit Model of the Middle Ear. In: *Acta Acustica united with Acustica* 83 (1997), Nr. 3, S. 535–549
- [31] INTEL CORPORATION: *Find out about Intel's new RdRand Instruction*. <http://software.intel.com/en-us/blogs/2011/06/22/find-out-about-intels-new-rdrand-instruction>. Version: 22. Juni 2011. – geprüft am 1.9.2015
- [32] KLAUS, T. B. ; HEROLD, S. ; HEUSS, O. ; SABIRIN, C. R.: Noise reduction of a sound field inside a cavity due to an adaptive Helmholtz resonator. In: *Proceedings of the International Conference on Modal Analysis Noise and Vibration Engineering (ISMA2012)*. Löwen, Belgien, 2012
- [33] KOLLMANN, F. ; SCHÖSSER, T. ; ANGERT, R.: Maschinenakustische Grundgleichung. In: *Praktische Maschinenakustik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006, S. 131–134
- [34] KUO, S. M. ; GUPTA, A. ; MALLU, S.: Development of adaptive algorithm for active sound quality control. In: *Journal of Sound and Vibration* 299 (2007), Nr. 1–2, S. 12–21
- [35] KUO, S. M. ; MORGAN, D. R.: *Active noise control systems : algorithms and DSP implementations*. Wiley, New York, 1996. – ISBN 0471134244

-
- [36] KUO, S. M. ; TSAI, J.: Residual noise shaping technique for active noise control systems. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 95 (1994), Nr. 3, S. 1665–1668
- [37] KUO, S. M. ; YENDURI, R. K. ; GUPTA, A.: Frequency-domain delayless active sound quality control algorithm. In: *Journal of Sound and Vibration* 318 (2008), Nr. 4–5, S. 715–724
- [38] KURCH, M. ; ATZRODT, H. ; CARLI, V. ; HEUSS, O. ; MOHRING, J.: Model Order Reduction of Systems for Active Vibration and Noise Control. In: *Proceedings of the 4th International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering (COUPLED PROBLEMS 2011)*. Kos, Griechenland, 2011
- [39] LERCH, R. ; SESSLER, G. M. ; WOLF, D.: Physiologische und psychologische Akustik. In: *Technische Akustik – Grundlagen und Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009, S. 189–214
- [40] LERCH, R. ; SESSLER, G. M. ; WOLF, D.: *Technische Akustik – Grundlagen und Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [41] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 (4. Auflage)
- [42] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007 (6. Auflage)
- [43] MASCHKE, C. ; JAKOB, A.: Psychoakustische Messtechnik. In: MÖSER, Michael (Hrsg.): *Messtechnik der Akustik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, S. 599–642
- [44] MOORE, B. C. J. ; GLASBERG, B. R.: A Revision of Zwicker's Loudness Model. In: *Acta Acustica united with Acustica* 82 (1996), Nr. 2, S. 335–345
- [45] MÖSER, M.: *Engineering acoustics – An introduction to Noise Control*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [46] MÖSER, M.: *Technische Akustik*. 8., aktualisierte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [47] NATKE, H. G.: *Modelle und Wirklichkeit: eine systemische Betrachtung*. 1. Auflage. UNSER Verlag, 1999
- [48] Norm DIN 1318:1970-09 09 1970. *Lautstärkepegel, Begriffe u. Messverfahren*
- [49] Norm DIN 1320:2009-12 12 2009. *Akustik – Begriffe*
- [50] Norm DIN 45631:1991-03 03 1991. *Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum; Verfahren nach E. Zwicker*
- [51] Norm DIN EN 61672-1:2003-10 10 2003. *Schallpegelmesser, Teil 1: Anforderungen*
- [52] Norm DIN EN ISO 140-4 12 1998. *Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Bauteilen*
- [53] Norm DIN EN ISO 3382-01 10 2009. *Akustik – Messung von Parametern der Raumakustik – Teil 1: Aufführungsräume*
- [54] Norm DIN ISO 226:2006-04 04 2006. *Akustik – Normalkurven gleicher Lautstärkepegel*
- [55] OLIVEIRA, L. P. ; JANSSENS, K. ; GAJDATSY, P. ; AUWERAER, H. V. ; VAROTO, P. S. ; SAS, P. ; DESMET, W.: Active sound quality control of engine induced cavity noise. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009), Nr. 2, S. 476–488
- [56] OLSON, L. G. ; BATHE, K.-J.: A study of displacement-based fluid finite elements for calculating frequencies of fluid and fluid-structure systems. In: *Nuclear Engineering and Design* 76 (1983), Nr. 2, S. 137–151

-
- [57] PANPHONICS: *Homepage Panphonics*. <http://www.panphonics.com>. – geprüft am 1.9.2015
- [58] PREUMONT, A.: *Vibration Control of Active Structures*. 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011
- [59] RAJORA, A. ; GAN, W.-S. ; KUO, S. M. ; CHONG, Y.-K.: Noise Suppression Using Active Noise Control and Masking. In: *Proceedings of the 14th International Congress on Sound & Vibration (ICSV 2007)*. Cairns, Australien, 2007
- [60] RICE, S. O.: Mathematical Analysis of Random Noise. In: WAX, N. (Hrsg.): *Selected papers on noise and stochastic processes*. Dover phoenix editions New York, 1954, S. 133–294
- [61] SANDBERG, G. ; WERNBERG, P.-A. ; DAVIDSSON, P.: Fundamentals of Fluid-Structure Interaction. In: SANDBERG, G. (Hrsg.) ; OHAYON, R. (Hrsg.): *Computational Aspects of Structural Acoustics and Vibration*. Springer Vienna, 2009. – ISBN 978–3–211–89650–1, S. 23–101
- [62] SCHEUREN, J.: Active Control of Sound and Vibrations. In: MÜLLER, G. (Hrsg.) ; MÖSER, M. (Hrsg.): *Handbook of Engineering Acoustics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013, S. 301–334
- [63] SETHI, V. ; SONG, G.: Multimodal Vibration Control of a Flexible Structure using Piezoceramic Sensor and Actuator. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 19 (2008), Nr. 5, S. 573–582
- [64] SOMMERFELDT, S. D. ; SAMUELS, T. O.: Incorporation of loudness measures in active noise control. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 109 (2001), Nr. 2, S. 591–599
- [65] SOTTEK, R.: Gehörgerechte Rauigkeitsberechnung. In: *Tagungsband der 20. Deutschen Jahrestagung für Akustik (DAGA 1994)*. Dresden, 1994
- [66] STEVENS, S. S.: On the psychophysical law. In: *Psychological Review* 64 (1957), Nr. 3, S. 153–181
- [67] TERHARDT, E.: Grundparameter des Gehörs. In: *Akustische Kommunikation*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998, S. 223–269
- [68] THYES, C. ; TSCHESCHE, J. ; BÖS, J. ; HANSELKA, H.: Adaptronische akustische Maskierung von Maschinengeräuschen. In: *Tagungsband der 38. Deutschen Jahrestagung für Akustik (DAGA 2012)*. Darmstadt, 2012, S. 739–740
- [69] Richtlinie VDI 2206: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. 2004
- [70] Richtlinie VDI 3633: *Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen – Begriffsdefinitionen*. 1996
- [71] VORLÄNDER, M.: *Auralization*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg (RWTHeDition), 2008
- [72] WALLACE, C. E.: Radiation Resistance of a Rectangular Panel. In: *Journal of the Acoustical Society of America* 51 (1972), Nr. 3B, S. 946–952
- [73] WANG, X. ; BATHE, K.-J.: Displacement/Pressure based mixed Finite Element Formulations for Acoustics Fluid-Structure Interaction Problems. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 40 (1997), Nr. 11, S. 2001–2017
- [74] ZELLER, P.: Psychoakustik. In: ZELLER, P. (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012, S. 191–200
- [75] ZICKMANTEL, F. ; BARTH, M.: Adaptives Schallmaskierungssystem für offene Bürowelten. In: *Tagungsband der 36. Deutschen Jahrestagung für Akustik (DAGA 2010)*. Berlin, 2010

-
- [76] ZIENKIEWICZ, O. C. ; BETTESS, P.: Coupled vibrations of a structure submerged in a compressible fluid. In: *Proceedings of International Symposium on Finite Element Techniques*. Stuttgart, 1969
- [77] ZIENKIEWICZ, O. C. ; KELLY, D. W. ; BETTESS, P.: The coupling of the finite element method and boundary solution procedures. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 11 (1977), Nr. 2, S. 355–375
- [78] ZIENKIEWICZ, O. C. ; TAYLOR, R. L. ; NITHIARASU, P.: *The Finite Element Method for Fluid Dynamics*. 6. Auflage. Elsevier, 2005
- [79] ZWICKER, E.: *Psychoakustik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1982